

Рис. 1.17. Схема до графо-аналітичного методу знаходження сили гідростатичного тиску.

Графоаналітичним методом сила тиску  $P$  та положення центра тиску знаходиться за допомогою епюр гідростатичного тиску (див. підрозділ 1.2.8). Розглянемо окремий випадок визначення сили тиску цим методом при дії його на плоску вертикальну стінку завширшки  $b$  (рис. 1.17). Побудуємо епюру гідростатичного тиску.

Сила гідростатичного тиску за цією методикою визначиться залежністю

$$P = S \cdot b, \quad (1.78)$$

де  $S$  – площа епюри,

$$S = \frac{pgH^2}{2}, \quad (1.79)$$

$b$  – ширина щита (перпендикулярна площі рисунка).

Сила  $P$  пройде перпендикулярно площині стінки через центр ваги його епюри, який в цьому випадку буде знаходитись на перетині медіан трикутника, форму якого має епюра.

**Сила гідростатичного тиску при його дії на криволінійні поверхні.**

Прикладами криволінійних поверхонь, застосування яких пов'язане з тиском рідин, є секторні, сегментні та вальцеві гідротехнічні затвори, сферичні кришки резервуарів, стінки баків, цистерн і ін.

При визначенні сили тиску на криволінійні поверхні застосовується метод знаходження складових її, а вже по ним – результуючої сили гідростатичного тиску. Обумовлено це тим, що в кожній точці криволінійної поверхні вектор тиску має свій напрямок, на відміну від попереднього випадку (плоских поверхонь), де вектори тиску паралельні між собою, а знаходження сили тиску зводиться до сумірування паралельних елементарних сил.

Для визначення сили тиску розглянемо криволінійну поверхню циліндричної форми площею  $\omega$  і радіусом  $r$ , на яку рідина тисне з увігнутого боку (рис. 1.18). Координатні вісі приймемо – вісь  $ox$  суміщається з вільною поверхнею рідини, а вісь  $oz$  опустимо вниз. Виділимо на криволінійній поверхні елементарну площку площею,  $d\omega$ , занурену в рідину на глибину  $h$ .

$$y_T = \frac{J_o + y_c^2 \omega}{y_c \omega} = J_c + \frac{J_o}{y_c \omega} \quad (1.76)$$

У випадку вертикальної стінки

$$h_T = h_c + \frac{J_o}{h_c \omega}. \quad (1.77)$$

Формули для визначення центрального моменту інерції для плоских поверхонь різної форми наводяться в довідковій літературі. Наприклад, для прямокутника, для квадрата, для трикутника і т.д.



Підручники та навчальні посібники для студентів вищих навчальних закладів

Дідур В.А.  
Савченко О.Д.  
Пастушенко С.І.  
Мовчан С.І.

Присвячується  
10-річчю Таврійської державної агротехнічної академії.

## ГІДРАВЛІКА, СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ ТА ГІДРОПНЕВМОПРИВОД

Під редакцією Академіка АН ВШУ,  
доктора технічних наук,  
професора В.А. Дідура.

Допущено Міністерством освіти і науки України  
як навчальний посібник для студентів  
вищих навчальних закладів.

ББК 34.42

Д44

УДК 631.3;632.22(075.8)

Рецензенти: професор кафедри “Водопостачання, каналізація і гідраліка” Харківського державного технічного університету будівництва та архітектури, доктор технічних наук Г.С. Пантелют; завідувач кафедри “Водопостачання, водовідведення та очищення вод” Харківської державної академії міського господарства, доктор технічних наук, професор С.С. Душкін; завідувач кафедри “Сільськогосподарські машини” Таврійської державної агротехнічної академії, доктор технічних наук, професор І.А. Шевченко.

*Гриф “Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів” Лист Міністерства освіти і науки України № 14/18.2 – 1718 від 24.11.03.*

Дідур В.А., Савченко О.Д., Пастушенко С.І., Мовчан С.І.

ISBN 5-7763-1387-2

©Дідур В.А.  
Савченко О.Д.  
Пастушенко С.І.  
Мовчан С.І.  
2004

то  $\int_{\omega} y d\omega = y_c \omega$ . Підставивши отримане значення в рівняння (1.69) отримаємо:

$$P_{\text{обс. пов}} = p_o \omega + \gamma \sin y_c \omega = p_o \omega + \gamma h_c \omega, \quad (1.70)$$

де  $h_c = y_c \sin \alpha$  – глибина занурення центра тяжіння площадки  $\omega$  в рідині.

Якщо посудина відкрита і на вільній поверхні рідини діє атмосферний тиск, то на плоску стінку діятиме сила надлишкового тиску, яка визначається залежністю

$$P = \gamma h_c \omega, \quad (1.71)$$

Таким чином, сила надлишкового тиску рідини на плоску довільно орієнтовану в просторі стінку дорівнює тискові в центрі ваги цієї стінки  $\gamma h_c$ , помноженому на її площу  $\omega$ .

Сила тиску на горизонтальне дно посудини з рідиною визначається за залежністю:

$$P = \gamma H \omega. \quad (1.72)$$

де  $H$  – глибина рідини в посудині;  $\omega$  – площа дна посудини.

Сила гідростатичного тиску напрямлена з боку рідини нормально до поверхні на яку діє тиск. Точка прикладення сили тиску  $P$  називається **центром тиску**  $T$  (див. рис. 1.16). Для знаходження ординати  $y_T$  положення центра тиску скористуємося теоремою Варіньона, згідно з якою момент рівнодіючої, в нашому випадку сили  $P$ , дорівнює сумі моментів складових, тобто

$$Py_T = \int_{\omega} y dP$$

Звідси

$$y_T = \left( \int_{\omega} y dP \right) / P, \quad (1.73)$$

З врахуванням, що  $dP = \gamma h_T d\omega = \gamma y_T \sin \alpha \cdot d\omega$  і  $p = \gamma h_C \cdot \omega = \gamma y_C \sin \alpha \cdot \omega$  отримаємо:

$$y_T = \frac{\int_{\omega} y^2 d\omega}{y_c \omega} = \frac{J_x}{y_c \omega}, \quad (1.74)$$

де  $J_x = \int_{\omega} y^2 d\omega$  – вісьовий момент інерції площі відносно вісі  $OX$ .

В розрахунках зручніше використовувати момент інерції змоченої частини плоскої стінки відносно вісі, що проходить через центр ваги паралельно вісі  $OX$ , тобто центральний момент інерції  $J_0$ . Зв'язок між  $J_0$  і  $J_x$ , за теоремою Штейнера, описується формулою:

$$J_x = J_0 + y_c^2 \omega \quad (1.75)$$

підставивши значення в формулу (1.74) одержимо:



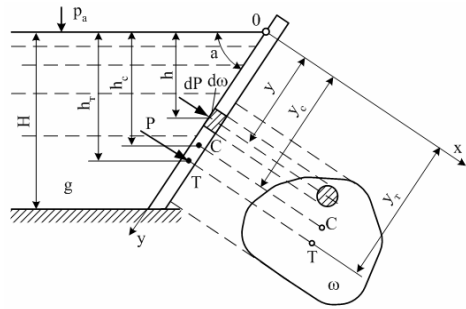


Рис. 1.16 Схема до визначення сили тиску на плоску поверхню та положення точки її прикладення (центру тиску).

ди, що й буде розглянуто нижче.

Оскільки в інженерній практиці зустрічаються два види поверхонь, а саме плоскі і криволінійні, то й розглянемо порядок визначення сили гідростатичного тиску на них, та порядок знаходження точки її прикладення.

#### **Сила гідростатичного тиску при його дії на плоскій поверхні**

Прикладами таких поверхонь є стінки посудин, призначених для зберігання рідини, плоскі щити підпирних та перегороджуючих гідропоруд і ін.

Розглянемо нахилу під кутом  $\alpha$  плоску стінку площею  $\omega$  (рис. 1.16), яка утримує рідину при глибині  $H$ .

Силу тиску  $P$  та місце її прикладання спочатку знайдемо **аналітичним методом**.

За початок координат  $O$  прийемо точку зрізу, вісь  $Y$  прийемо співпадаючою з стінкою, а вісь  $X$  перпендикулярно до неї. На вільній поверхні рідини діє тиск  $p_o$  і вона має питому вагу  $\gamma$ .

Користуючись методом безкінечно малих величин візьмемо на стінці елементарну площадку площею  $d\omega$ , центр ваги якої занурений на глибину  $h$ .

Розглянемо спочатку елементарну силу  $\Delta P$ , що виникне внаслідок дії абсолютного тиску на площадку  $d\omega$ , тобто  $\Delta P_{абс}$ .

$$\Delta P_{абс} = p d\omega = (p_o + \gamma h) d\omega, \quad (1.68)$$

Проінтегрувавши рівняння (1.68) по всій площі  $\omega$  отримаємо повну силу гідростатичного тиску

$$\Delta P_{абс} = \int dP = p_o \int_{\omega} d\omega + \gamma \int_{\omega} h d\omega = p_o \omega + \gamma \sin \alpha \int_{\omega} y d\omega \quad (1.69)$$

де  $y$  – ордината площадки  $d\omega$ .

Інтеграл  $\int_{\omega} y d\omega$  є статичним моментом змоченої поверхні фігури відносно вісі  $O-X$  і дорівнює добутку площі цієї фігури на ординату центра тяжіння  $y_c$ , тоб-

### **1.2.9 Сила гідростатичного тиску**

#### **Сила гідростатичного тиску $P$**

$H$  – це інтегруюча величина, тобто тиск сумірюється по площі поверхні на яку він діє. Інакше кажучи – це рівнодіюча гідростатичного тиску. Ця величина, або характеристика гідростатичного тиску, використовується при міцнісних і статичних розрахунках конструкцій та гідропоруд. Крім значення сили тиску, важливим є й визначення місця її прикладення до конструкції чи гідропоруди.

### **ЗМІСТ**

<b>1</b>	<b>ПЕРЕДМОВА</b>	7
<b>1.1</b>	<b>ГІДРАВЛІКА</b>	8
<b>1.1.1</b>	<b>Вступні відомості</b>	8
1.1.1.1	Короткий історичний огляд розвитку гідравліки як науки	8
1.1.1.2	Основні фізичні властивості рідин	10
1.1.1.3	Сили, які діють на рідину	14
<b>1.2</b>	<b>Гідростатика</b>	14
1.2.1	Предмет вивчення гідростатики. Гідростатичний тиск, його види і властивості	14
1.2.2	Диференціальні рівняння рівноваги рідин (рівняння Ейлера)	18
1.2.3	Основне рівняння гідростатики	20
1.2.4	Гідростатичний напір, п'єзометрична та вакууметрична висота	21
1.2.5	Відносна рівновага рідин	23
1.2.6	Поверхні однакового тиску	25
1.2.7	Прилади для вимірювання тиску	26
1.2.8	Епюри гідростатичного тиску	28
1.2.9	Сила гідростатичного тиску	30
1.2.10	Рівновага рідин у сполучених посудинах	34
1.2.11	Закон Паскаля	35
1.2.12	Закон Архімеда. Основи теорії плавання тіл	36
<b>1.3</b>	<b>Гідродинаміка</b>	38
1.3.1	Загальні положення	38
1.3.2	Потік рідини та його елементи	40
1.3.3	Рівняння нерозривності потоку рідини	42
1.3.4	Основне рівняння гідродинаміки (рівняння Бернуллі)	44
1.3.5	Геометричне зображення (інтерпретація) рівняння Бернуллі	47
1.3.6	Фізична суть рівняння Бернуллі	49
1.3.7	Умови та приклади застосування рівняння Бернуллі	49
1.3.8	Основне рівняння рівномірного руху рідин	50
1.3.9	Режими руху рідин	52
1.3.10	Гідромеханічна подібність	57
1.3.10.1	Моделювання гідравлічних явищ	57
1.3.10.2	Критерії подібності	58
1.3.10.3	$\pi$ -теорема і її застосування	59
1.3.11	Гідравлічні опори	60
1.3.11.1	Види гідравлічних опорів та їх вплив на напір рідини	60
1.3.11.2	Втрати напору в місцевих опорах	61
1.3.11.3	Втрати напору в опорах по довжині	63
1.3.11.4	Коефіцієнт гідравлічного тертя. Коефіцієнт опору системи	68
1.3.12	Гідравлічний розрахунок напірних трубопроводів	72

1.3.12.1	Задачі розрахунку, класифікація трубопроводів та основні загальні розрахункові залежності	72
1.3.12.2	Гідравлічно короткі трубопроводи	74
1.3.12.3	Гідравлічно довгі трубопроводи	75
1.3.12.4	Гідравлічний удар в трубопроводах	81
1.3.13	Витікання рідини через отвори і насадки	84
1.3.13.1	Явище витікання, класифікація отворів і насадків та задачі, які при цьому виникають	84
1.3.13.2	Методика гідравлічних розрахунків при різних видах витікання рідин.	85
1.3.14	Гідравлічні струмини	92
1.3.15	Рух рідин в каналах і інших відкритих руслах	96
1.3.16	Водозливи	100
1.3.17	Фільтрація рідин. Закон Дарсі	103
<b>2</b>	<b>ДИНАМІЧНІ НАСОСИ І ВЕНТИЛЯТОРИ</b>	109
<b>2.1</b>	<b>Динамічні насоси</b>	109
2.1.1	Призначення, класифікація, технічні характеристики і порядок підбору динамічних насосів	109
2.1.2	Відцентрові насоси	113
2.1.2.1	Види, конструкції і принцип дії відцентрових насосів	113
2.1.2.2	Основне рівняння лопатевих (відцентрових) насосів	119
2.1.2.3	Подібність відцентрових (лопатевих) насосів	122
2.1.2.4	Робочі характеристики відцентрових насосів	125
2.1.2.5	Робота насоса з трубопроводом	126
2.1.2.6	Регулювання подачі відцентрових насосів	127
2.1.2.7	Сумісна (паралельна і послідовна) робота насосів	129
2.1.2.8	Висота усмоктування, кавітація відцентрових насосів	132
2.1.3	Вісьові насоси	133
2.1.4	Вихрові насоси	135
2.1.5	Струминні насоси	137
2.1.6	Повітряні водопідйомники (ерліфти)	138
<b>2.2</b>	<b>Вентилятори</b>	138
2.2.1	Призначення, класифікація вентиляторів. Технічні показники і порядок їх підбору.	138
2.2.2	Конструкції вентиляторів	141
<b>2.3</b>	<b>Експлуатація насосних і вентиляційних установок</b>	145
<b>3</b>	<b>ГІДРАВЛІЧНІ І ПНЕВМАТИЧНІ ПРИВОДИ</b>	147
<b>3.1</b>	<b>Загальні відомості про гідропневмоприводи</b>	147
<b>3.2</b>	<b>Об'ємний гідропривод</b>	148
3.2.1	Загальні визначення й основні параметри	148
3.2.2	Принцип дії об'ємного гідроприводу	150

вигляді  $y = kx + b$ , де кутовому коефіцієнту  $k$  відповідає вираз  $\rho g$ , а вільному члену  $b$  – тиск на вільній поверхні  $p_{ov}$ ; для надлишкового тиску (1.40) – рівнянням прямої, яка проходить через початок координат ( $b = p_o = 0$ ). Таким чином, зміна гідростатичного тиску по глибині описується лінійним законом і для побудови епюри необхідно мати дві точки.

Розглянемо вертикальну плоску стінку, яка підпирає рідину з глибиною  $H$  (рис.1.15,а). Приймаємо за початок координат точку  $O$ , яка співпадає з лінією урізу (лінія торкання поверхні води з стінкою). Для побудови епюри абсолютного тиску ( $p_{abs} = p_o + \rho gh$ ) візьмемо першу точку на поверхні рідини, тобто  $h = 0$  тоді  $p_{abs} = p_o$ , а другу на дні, тобто  $h = H$ , де  $p_{abs} = p_o + \rho gH$ . З'єднавши ці дві точки прямою лінією отримаємо епюру абсолютного гідростатичного тиску у вигляді трапеції  $OBVC$  (див.рис. 1.15, а).

Аналогічно будується і епюра надлишкового тиску ( $p = \rho gh$ ), при цьому при  $h=0$ ,  $p=0$ , при  $h=H$ ,  $p = \rho gH$ , а епюра має форму трикутника  $OBC$  (рис. 1.15 а). Епюри надлишкового тиску на нахилу, криволінійну та ламану стінку будуються за тим же принципом, що і на вертикальну плоску стінку (рис. 1.15 б, в, г, д). При дії тиску на вертикальну стінку  $OB$  з двох сторін результуючою розрахунковою буде трапецієподібна епюра  $OBNK$  (рис. 1.15, е).

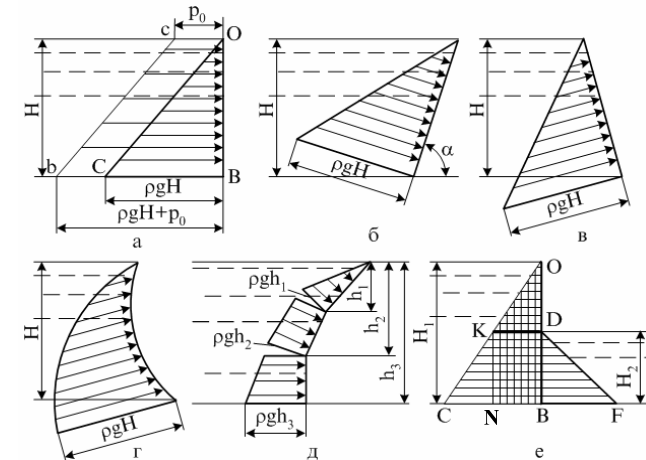


Рис. 1.15 Епюри гідростатичного тиску: а – на вертикальну плоску стінку (абсолютного  $OBVC$  і надлишкового  $OBC$ ); б, в – на нахилу плоску стінку; г – на криволінійну стінку; д – на ламану стінку; е – на вертикальну плоску стінку при дії тиску з двох сторін.

Епюри гідростатичного тиску показують навантаження на стінки (поверхні) і використовуються при статичних (міцнісних) розрахунках різних гідротехнічних конструкцій.

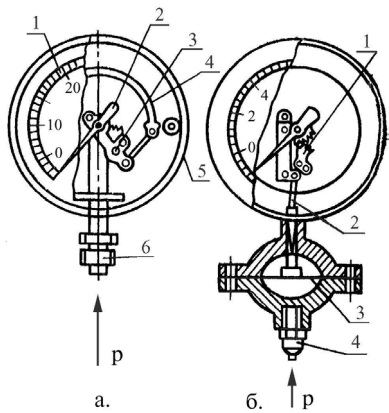


Рис. 1.14 Механічні манометри: а – пружинний (трубчатий): 1 – шкала; 2 – стрілка; 3 – приводний механізм; 4 – трубка-пружина; 5 – корпус; 6 – штуцер; б – мембранний: 1 – приводний механізм; 2 – поводок; 3 – мембрана; 4 – штуцер.

В мембранних манометрах тиск рідини сприймається мембраною 3 (металевою гофрованою пластиною) в наслідок чого мембрана вигинається, а її вигинання поводком 2 передається на зубчатий механізм 1, який приводить в рух стрілку, що показує на шкалі значення тиску.

Механічними манометрами вимірюється тиск до 2,5 МПа. Поряд з перевагами основним недоліком механічних манометрів є залишкова деформація пружних елементів, а тому їх необхідно періодично перевіряти.

**Вакууметри.** Вони призначені для вимірювання вакууметричного тиску і можуть бути як рідинними (див. рис. 1.10, а) так і механічними (аналогічними пружинним манометрам (див. рис. 1.14, а). Принцип дії рідинного вакууметра висвітлений раніше (див. підрозділ 1.2.4). В пружинному вакууметрі, під дією вакууметричного тиску, пружина стискується і змушує стрілку рухатися в зворотному (у порівнянні з манометрами) напрямку (проти годинникової стрілки).

### 1.2.8 Епюри гідростатичного тиску

Епюри гідростатичного тиску – це графічне зображення розподілу гідростатичного тиску по довжині контура тіла, на яке він діє. При їх побудові вектори тиску в кожній точці відкладаються нормально до поверхні на яку діє тиск і по величині рівні йому в даній точці.

Тиск в будь-якій точці рідини визначається за основним рівнянням гідростатики, а вони є рівняннями прямої: для абсолютного тиску (1.39) з вільним членом у

**Мікроманометри** - це також рідинні прилади призначені для вимірювання малих тисків з високою точністю (рис. 1.13). Вони складаються з резервуара 1 заповненого рідиною (частіш спиртом) і нахиленої трубки 2 зі шкалою приєднаної до резервуара. Тиск, який показує мікроманометр знаходиться за залежністю  $p = \rho g L \cdot \sin \alpha$ , де  $L$  - довжина заповнення трубки показуючою рідиною;  $\alpha$  - кут нахилу трубки.

**Механічні манометри** - це прилади у яких тиск сприймається трубчатою пружиною (рис. 1.14 а), або мембраною (рис. 1.14, б). Ці прилади штуцером приєднуються до області вимірюваного тиску. Під дією тиску рідина в пружинному манометрі надходить до трубчатої пружини 4 (див. рис. 1.24 а), яка під впливом тиску розпрямляється і кінець її, за допомогою приводного механізму 3, приводить в рух стрілку 2, яка на шкалі манометра 1 показує значення тиску.

<b>3.3</b>	<b>Об'ємні гідравлічні машини</b>	156
3.3.1	Основні поняття і технічні характеристики гідравлічних машин	156
3.3.2	Поршневі гідромашини	160
3.3.3	Поворотні гідромашини (гідродвигуни)	167
3.3.4	Роторні гідромашини	170
3.3.5	Пластинчасті гідромашини	176
3.3.6	Роторно-обертові гідромашини	183
<b>3.4</b>	<b>Гідравлічні агрегати і пристрої</b>	198
3.4.1	Загальні визначення	198
3.4.2	Гідро розподільники	198
3.4.3	Гідроклапани тиску	203
3.4.4	Дроселі і синхронізатори	208
3.4.5	Гідроакумулятори	211
3.4.6	Кондиціонери робочої рідини і гідро ємності	212
3.4.7	Гідравлічні магістралі й ущільнення з'єднань	218
3.4.8	Робочі рідини	221
<b>3.5</b>	<b>Комплексна гідрофікація сільськогосподарської техніки</b>	226
3.5.1	Класифікація і типові схеми об'ємних гідроприводів	226
3.5.2	Регулювання об'ємного гідроприводу	229
3.5.3	Основи розрахунку об'ємного гідроприводу	238
3.5.4	Застосування об'ємного гідроприводу в сільськогосподарській техніці	248
<b>3.6</b>	<b>Гідродинамічні і гідромеханічні передачі</b>	257
3.6.1	Принцип дії гідродинамічної передачі	257
3.6.2	Гідромумфти	258
3.6.3	Гідротрансформатори	263
3.6.4	Приведені характеристики гідродинамічної передачі	270
3.6.5	Застосування гідродинамічних передач на мобільній сільськогосподарській техніці	273
<b>3.7</b>	<b>Пневмопривод</b>	278
3.7.1	Загальні визначення і принцип дії пневмоприводів	278
3.7.2	Властивість газу і рівняння, що описують його стан	279
3.7.3	Енергетична оцінка руху газу в елементах пневмоприводів	283
3.7.4	Пневматичні виконавчі механізми	286
3.7.5	Пневматичні агрегати і пристрої	292
3.7.6	Регулювання швидкості пневмодвигунів і схеми керування	301
3.7.7	Типові схеми пневмоприводів	302
<b>4</b>	<b>ГІДРО І ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ</b>	307
<b>4.1</b>	<b>Гідроенергетичні установки</b>	307
4.1.1	Енергія води та її природа. Потужність потоку води.	307
4.1.2	Способи створення напору	309
4.1.3	Греблеві гідровузли	312

4.1.4	Гідроелектростанції	316
4.1.5	Гідротурбіни. Класифікація, конструкція і принцип дії	317
4.1.6	Експлуатація гідроенергетичних установок	321
<b>4.2</b>	<b>Вітроенергетичні установки</b>	322
4.2.1	Вітер, як джерело енергії	322
4.2.2	Конструкція і принцип дії вітроенергетичних установок (вітро-двигуни)	325
4.2.3	Класифікація, технічні показники і елементи правил експлуатації вітродвигунів	327
<b>5</b>	<b>ВОДНЕ ГОСПОДАРСТВО, СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ І ГІДРОМЕЛІОРАЦІЯ</b>	332
<b>5.1</b>	<b>Водні ресурси та їх використання</b>	332
5.1.1	Водні ресурси. Класифікація та їх характеристика	332
5.1.2	Водне господарство. Використання та охорона водних ресурсів	339
<b>5.2</b>	<b>Сільськогосподарське водопостачання</b>	340
5.2.1	Задачі, класифікація і особливості систем сільськогосподарського водопостачання	340
5.2.2.	Вимоги до якості води та її поліпшення	342
5.2.3	Норми, режими водоспоживання та визначення розрахункових витрат води	343
5.2.4	Схеми систем водопостачання	345
5.2.5	Елементи систем водопостачання	348
5.2.5.1	Водозабірні вузли	348
5.2.5.2	Водопровідні насосні станції	355
5.2.5.3	Напірно-регулюючі споруди	357
5.2.5.4	Вуличні водопровідні мережі	360
5.2.5.5	Каналізація сільських населених пунктів	366
<b>5.3</b>	<b>Гідромеліорація</b>	369
5.3.1	Зрошувальні меліорації	369
5.3.1.1	Загальні відомості	369
5.3.1.2	Зрошувальна система та її елементи	371
5.3.1.3	Механізація зрошення (поливів)	381
5.3.2	Осушувальні меліорації	399
	<b>СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ</b>	403
	<b>ДОДАТКИ</b>	406

**За класом точності** прилади класифікуються на такі класи: 0,005; 0,02; 0,05; 0,15; (0,16); (0,2); 0,25; 0,4; (0,5); 0,6; 1,0; 1,5; (1,6); 2,5; 4,0; (6). В дужках наведені класи точності які зустрічаються рідше.

**Клас точності** – це максимальна допустима погрішність приладу, виражена в процентах від граничного тиску, вимірюваного приладом.

**За призначенням** прилади діляться на три групи: а) технічні (робочі), клас точності 0,6; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0; б) – лабораторні (контрольні), клас точності 0,5; в) – зразкові, якими перевіряються інші манометри, клас точності 0,02; 0,05; 0,15; 0,25; 0,4.

Розглянемо конструкцію та принцип дії деяких приладів для вимірювання тиску.

**Барометри** – це прилади для вимірювання атмосферного тиску. Схема простішого рідинного барометра показана на рисунку 1.12, а. Він складається з скляної трубки запаяної з одного кінця і з якої видалене повітря. Відкритим кінцем трубка опущена в посудину з рідиною (частіше ртуттю). Для фіксації показань до трубки додається шкала.

Так як на вільну поверхню рідини діє атмосферний тиск, то рідина піднімається в трубці на висоту  $h$ , яку можна знайти з формули  $h = p_a / \gamma_{\text{рід}}$ . При нормальних умовах висота стовпа ртуті буде 0,735 м. рт. ст., а води – 10 м. вод. ст.

**П'єзометри** – це рідинні прилади, які складаються з скляної відкритої трубки діаметром не менш 10 мм з шкалою. Нижнім кінцем трубка приєднується до посудини в якій вимірюється тиск (рис. 1.12 б). Показуючою рідиною в них є та ж рідина в якій вимірюється тиск. Ними вимірюється порівняно невеликий надлишковий тиск - до 2...3 м. вод. ст.

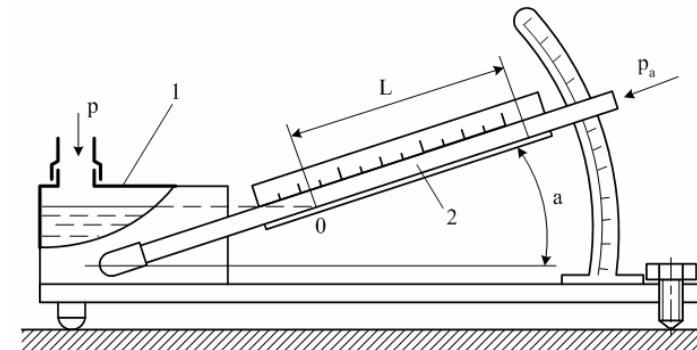
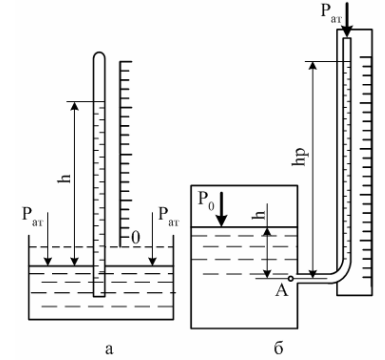


Рис. 1.13 Схема мікроманометра: 1 - резервуар; 2 - нахилена трубка.

$\alpha$  до горизонту.

3. Посудина з рідиною обертається навколо своєї вісі (див. рис. 1.11, б) з постійною кутовою швидкістю  $\omega$ .

Для знаходження поверхні однакового тиску скористуємося рівнянням (1.59). Так як на поверхні рідини тиск дорівнює атмосферному, то рівняння (1.59) прийме вигляд

$$Z + \frac{\omega^2}{2g}(x^2 + y^2) = 0. \quad (1.67)$$

Формула (1.67) є рівнянням параболоїда обертання. Таким чином, вільна поверхня рідини в цьому випадку є параболоїдом обертання, поверхні однакового тиску будуть також параболоїдами обертання, отримуваними на необхідній глибині.

Поверхні однакового тиску ніколи не перетинаються одна з одною і завжди перпендикулярні (нормальні) вектору прискорення масових сил.

### 1.2.7 Прилади для вимірювання тиску

Нагадаємо, що метрологія (від грецького metron – міра і ... логія) наука про вимірювання. Однією з основних проблем метрології є розробка засобів вимірювань. Тиск вимірюється спеціальними пристроями. За допомогою їх встановлюються якісні та кількісні показники (значення) тиску. Прилади для вимірювання тиску є найбільш розповсюдженими вимірювальними приладами і складають близько 25% від усіх існуючих вимірювальних приладів.

Прилади для вимірювання тиску певним чином класифікуються.

**По виду вимірюваного тиску** вони класифікуються таким чином:

барометри – для вимірювання атмосферного тиску;

манометри – для вимірювання надлишкового тиску;

вакуумметри – для вимірювання вакууметричного тиску;

мановакуумметри – для вимірювання манометричного і вакууметричного тиску.

**По принципу дії** вони класифікуються таким чином:

рідинні, до яких відносяться п'єзометри, рідинні барометри та манометри і мікроманометри. Показуючим елементом, який сприймає тиск, в них є рідина, а мірою тиску її стовп, що зрівноважується вимірюваним тиском.

Механічні, до яких відносяться вантажпоршневі, пружинні, мембранні, сільфонні манометри та механічні барометри. Елементами, які сприймають тиск в цих приладах, є, відповідно, вантажопоршнева колонка, трубчатая пружина, мембрана і сільфон.

Електричні – принцип дії яких базується на залежності електричних параметрів манометричного перетворювача від вимірюваного тиску.

Комбіновані – в них поєднується принцип дії рідинних та механічних з електричними.

## ПЕРЕДМОВА

Посібник призначається для студентів спеціальностей 8.091902 - “Механізація сільського господарства”, 8.091901 - “Енергетика сільськогосподарського виробництва”, 6.070800 “Екологія та охорона навколишнього середовища” та 6.130100 - “Агрономія”.

Метою вивчення дисциплін висвітлених в посібнику є надання майбутнім фахівцям, відповідних спеціальностей, знань з законів гідравліки, які забезпечать в майбутньому кваліфіковану експлуатацію гідравлічних систем та машин, що застосовуються для гідромеханізації в сільській, комунальній та виробничій сферах.

Задачею вивчення названих дисциплін є забезпечення, усіма методами вищої школи, уміння та знань студентами питань гідравлічних розрахунків та проектування гідравлічних систем та їх кваліфікованої експлуатації.

Необхідність видання посібника обґрунтовується відсутністю, у відповідних навчальних закладах, підручників з тематики, що розглядається, взагалі, або в достатній кількості, які відповідали б програмам дисциплін для вище названих спеціальностей, а також відсутністю для них підручника з державною мовою викладення матеріалу.

Посібник включає розділи: гідравліка, насоси, насосні станції, вентилятори, гідро- і пневмопривод сільськогосподарської техніки, гідро і вітроенергетичні установки, водні ресурси та їх використання, сільськогосподарське водопостачання, гідротехнічні меліорації. Кожен з названих розділів присвячений, по суті, окремій галузі науки, які в спеціальних навчальних закладах вивчаються як окремі дисципліни. Безумовно, це викликало певні труднощі що до написання саме такого посібника, але і дозволяє надіятись, що, окрім названих спеціальностей, посібник буде корисним і для студентів других спеціальностей в тому числі машинобудівних, а також для фахівців по проектуванню гідропоруд, систем зрошення, гідропневмоприводів, їх елементів та для фахівців по використанню гідрофіційованої техніки.

Перший, другий і четвертий розділи підручника написані сумісно В.А. Дідуром та О.Д. Савченко; третій розділ написаний В.А. Дідуром, а 3.7. сумісно В.А. Дідуром і С.І. Пастушенко; п'ятий сумісно А.Д.Савченко, С.І. Мовчаном.

Авторські права на матеріал, який міститься в окремих розділах, здійснюються кожним автором самостійно.

Автори виражають щиру подяку ректоратам Таврійської державної агротехнічної академії і Миколаївського державного аграрного університету за матеріальну підтримку, колективу кафедри “Гідравліка та теплотехніка” Таврійської державної агротехнічної академії за наукову-методичну допомогу в підборі необхідного матеріалу, та докторів технічних наук, професорів Пантелія Г.С., Душкіна С.С. і Шевченко І.А. за подані корисні поради при рецензуванні цього посібника.

## I. ГІДРАВЛІКА

### 1.1 Вступні відомості

**Гідравліка** - наука в якій вивчаються закони рівноваги та руху рідин і методи застосування цих законів в інженерній практиці.

Термін “гідравліка” походить від словосполучення двох грецьких слів “хюдор” - вода і “аулос” - труба, що в минулому відображало рух води в трубах. З розвитком науки- в гідравліці вивчається, крім води, рівновага та рух інших рідин не тільки в трубах, а і у інших посудинах та відкритих руслах – каналах і річках.

В гідравліці вивчаються краплинні рідини, тобто рідини які здатні утворювати краплини (на відміну від газів, які на це не здатні). Краплинні рідини є нестискуєчими рідинами.

Краплинні рідини мають вільну поверхню, тобто поверхню розділу рідини з газами (повітрям) (рис. 1.1).

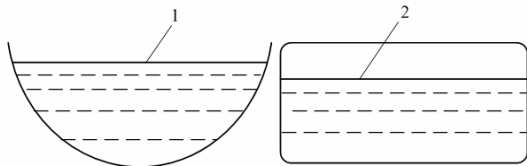


Рис. 1.1. Вільна поверхня рідини: 1 - у відкритій посудині (руслі); 2 - у закритій посудині.

Гідравліка складається з двох частин – гідростатики, в якій вивчається рівновага рідин, та гідродинаміки, в якій вивчається рух рідин. Базовими науками для гідравліки є вища математика, фізика, теоретична механіка та опір матеріалів.

В свою чергу гідравліка є базовою для наук гідротехнічного спрямування, а також наук з проектування, виготовлення, чи будівництва та експлуатації насосів, гідродинамічних передач, гідроприводів, гідротурбін, систем сільськогосподарського водопостачання та гідромеліоративних систем.

#### 1.1.1 Короткий історичний огляд розвитку гідравліки як науки

**Гідравліка** – одна з найдавніших наук, розвиток якої можна умовно поділити на кілька етапів.

На першому етапі становлення гідравліки — від найдавніших часів до 250 р. до н.е. – людство накопичувало знання про практичне використання води, як найпоширенішої рідини в природі. За 7 тис. років до н.е. вже були пристрої для піднімання води, зрошувальні системи. Стародавні греки і римляни мали добрі судна, системи водопостачання для своїх міст, тощо. За 4 тис. років в Стародавньому Єгипті і за 1 тис. років до н.е. в Сирії і Китаї будувалися греблі і млини на ріках, зрошувальні системи.

Другий етап пов'язаний з іменем Архімеда, який написав трактат “Про плаваючі тіла” (250 р. до н.е.) У XV ст. з'являються нові праці з гідравліки, що належали Леонардо да Вінчі, але, побачивши світ лише через 400 років, вони не були

$$p = p_a + \rho g z + \frac{\rho g \omega^2}{2g} (x^2 + y^2). \quad (1.59)$$

Так як  $x^2 + y^2 = r^2$ , то

$$p = p_a + \rho g z + \rho g \omega^2 r^2 / (2g). \quad (1.60)$$

За рівнянням (1.60) можна знайти гідростатичний тиск в будь-якій точці рідини, посудина з якою обертається навколо вертикальної вісі.

#### 1.2.6 Поверхні однакового тиску

Поверхні усередині об'єму рідини, в усіх точках яких тиск має постійну величину називаються **поверхнями однакового тиску**. До них, в першу чергу, належить вільна поверхня рідини, так як тиск що діє на неї постійний, тобто  $p = p_o = \text{const}$ . У випадку відкритої посудини на вільній поверхні рідини діє атмосферний тиск, тобто  $p_o = p_a$ . Рівняння поверхні рівного тиску можна отримати з формули (1.26), в якій приймемо  $dp = 0$ , із-за умови визначення рівного тиску при  $p \neq 0$ , у вигляді

$$F_x dx + F_y dy + F_z dz = 0. \quad (1.61)$$

Рівняння (1.61) є диференціальним рівнянням поверхонь однакового тиску. Застосуємо його для трьох можливих в інженерній практиці випадків.

1. Рідина знаходиться в стані абсолютної рівноваги.

В цьому випадку проєкції масових сил будуть (див. підрозділ 1.2.2)  $F_x = 0$ ;  $F_y = 0$ ;  $F_z = -g$  (так як на рідину з масових сил діє тільки сила тяжіння). Тоді рівняння (1.61) прийме вигляд

$$-g dz = 0 \quad (1.62)$$

Після інтегрування отримаємо  $z = \text{const}$ , тобто в цьому випадку поверхня однакового тиску є **горизонтальною площиною**.

2. Посудина з рідиною рухається горизонтально з постійним прискоренням (відносна рівновага) (див. рис. 1.11, а).

В цьому випадку на рідину діють сила тяжіння  $g$  і сила інерції  $j$ , тоді проєкції їх будуть  $F_x = -j$ ;  $F_y = 0$ ;  $F_z = -g$ , а рівняння (1.61) прийме вигляд:

$$-j dx - g dz = 0 \quad (1.63)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$-j x - g z = C \quad (1.64)$$

Звідкіля при  $x = 0$ ,  $z = h$  постійна інтегрування  $C = -gh$ . Підставивши її значення в рівняння (1.64) отримаємо:

$$Z = h - j x / g \quad (1.65)$$

Отже, вільна поверхня рідини в цьому випадку (див. рис. 1.11 а) уявляє з себе нахилену площину з кутом нахилу

$$\alpha = \arctg(-j / g). \quad (1.66)$$

Поверхні однакового тиску будуть паралельні їй і також нахилені під кутом

посудин з рідиною, то їх і розглянемо.

1. Посудина з рідиною рухається горизонтально з постійним прискоренням (наприклад залізнична цистерна) (рис. 1.11, а).

Згідно з вісями координат (див. рис. 1.11, а) на рідину діє сила ваги віднесеної до одиниці маси  $F_z = -g$  і сила інерції  $F_x = -j$ , тоді скориставшись рівнянням (1.26) отримаємо:

$$dp = -\rho(jdx + g dz). \quad (1.50)$$

Після інтегрування отримаємо

$$p = -\rho(jx + gz) + c. \quad (1.51)$$

Постійну інтегрування знайдемо з граничних умов  $x = 0, z = 0, p = p_0$ , отже  $c = p_0$  тоді, переставивши місцями члени рівняння (1.51) отримаємо:

$$p = p_0 - \rho(jx + gz). \quad (1.52)$$

Отримане рівняння описує тиск в будь-якій точці рідини, яка знаходиться під дією сили тяжіння  $g$  і горизонтального прискорення  $j$ . При  $x = 0$  і  $z = 0$  постійна інтегрування  $c = \rho gh$ , підставивши її значення в рівняння (1.52) отримаємо

$$p = \rho[g(h - z) - jx]. \quad (1.53)$$

З рівняння (1.53) видно, що найбільшим тиск буде в лівій, на рівні дна, точці.

2. Посудина з рідиною обертається навколо своєї вісі з постійною кутовою швидкістю  $\omega$ , (наприклад рідинний тахометр) (рис. 1.11, б).

На рідину, в цьому випадку, буде діяти сила ваги і відцентрова сила, нормальна до вісі обертання, яка дорівнює:

$$C = mu^2 / r = m\omega^2 / r, \quad (1.54)$$

де  $m$  – маса рідини;  $u$  – окружна швидкість руху;  $r$  – радіус тіла обертання.

Проекції відцентрової сили, віднесені до одиниці маси, на вісі  $x, y, z$  будуть відповідно дорівнювати

$$F_x = \omega^2 x; F_y = \omega^2 y; F_z = 0. \quad (1.55)$$

Проекції сили тяжіння відповідно будуть

$$F_x = 0; F_y = 0; F_z = g. \quad (1.56)$$

Для з'ясування закону розподілу тиску скористуємося рівнянням (1.26) і, підставивши в нього значення проекцій сил згідно з рівняннями (1.55) і (1.56) отримаємо

$$dp = \rho(\omega^2 x dx + \omega^2 y dy + g dz). \quad (1.57)$$

Після інтегрування будемо мати

$$p = \frac{\rho\omega^2}{2}(x^2 + y^2) + \rho gz + c. \quad (1.58)$$

Так як початок координат знаходиться на поверхні, де діє атмосферний тиск  $p_a$  то постійна інтегрування при  $x = y = z = 0$  буде дорівнювати  $c = p_a$ . Тоді рівняння (1.57) прийме вигляд:

своєчасно використані. В 1585 р. голландський вчений Сімон Стевін опублікував трактат “Начала гідростатики”, а Галілео Галілей в 1612 р. – трактат “Про тіла, що знаходяться у воді, і про ті, що в ній рухаються”. Значний внесок у розвиток гідравліки зробили і учні Галілео Галілея. Так, Торрічеллі відкрив закон витікання рідини з отворів (1643 р.), Блез Паскаль – закон передавання тиску в рідині (1650 р.). Властивості рідин вивчали Ісаак Ньютон, А. Сен-Венан та ряд інших вчених. У 1738 р. Д. Бернуллі вивів своє знамените рівняння, яке є застосуванням закону збереження енергії до рухомої рідини, відкритого М.В. Ломоносовим. Леонард Ейлер розробив теоретичні основи гідромеханіки, запропонував її головні рівняння. Цим був покладений початок третього етапу розвитку гідравліки.

Розвиток наближених методів розв'язання практичних задач інженерної гідравліки можна умовно віднести до четвертого етапу. Провідна роль тут належить французьким інженерам А. Шезі, А. Дарсі, А. Базену, а з російських вчених – П. Петрову, Г. Шухову.

П'ятий етап – поглиблене вивчення фізичних властивостей рідин вченими Ж. Пуазейлем, Г. Хагеном, Д.І. Менделєєвим, О. Рейнольдсом, розроблення основ теорій подібності – започаткував розвиток прикладної гідромеханіки. Так, у 1823 р., А. Нав'є, а в 1845 р. Г. Стокс склали рівняння руху в'язкої рідини. Г. Гельмгольц у 1858 р. встановив основні властивості вихрового руху рідин.

На початку XX ст. виникла гідроаеродинаміка, яка базувалась на працях професора М.С. Жуковського, академіка С.О. Чаплігіна, Людвіга Прандтля, Теодора Кармана, Отто Тіт'єнса. Гідроаеродинаміка, що визначала бурхливий розвиток авіації, значно вплинула і на розвиток гідравліки. На шостому етапі були розроблені теорія гідравлічного удару, теорія гребного гвинта суден, заснована російська школа теорії фільтрації, з'явилися гідродинамічна теорія мащення, теорія нерівномірного руху рідин у відкритих руслах (Б.О. Бахметев, М.М. Павловський).

Засновником сучасного, сьомого етапу розвитку гідравліки вважається академік М.М. Павловський, який розвинув теорію фільтрації, дав метод електрогідродинамічних аналогій (ЕГДА), розв'язав ряд інших питань гідравліки. Значний вклад у розвиток гідравліки в цей період внесли вчені Й.І. Агроскін, О.Н. Ахутін, М.Т. Башта, М.А. Великанов, М.М. Гришин, Ю.М. Даденков, Є.О. Замарін, І.О. Кібель, М.Є. Кочин, М.В. Кирпичов, Л.С. Лейбензон, А.І. Некрасов, Г.А. Нікітін, П.Я. Полубаринова-Кочина, Г.Ф. Проскура, Г.Й. Сухомел, А.О. Угінчус, С.О. Христіанович, М.Д. Чертоусов, Р.Р. Чургаєв та багато інших учених.

Значний внесок в розвиток гідравліки зроблений вченими та інженерами України. Так, ще в 1111 р. на р. Дніпро був побудований наплавний міст, що було безпосередньою реалізацією законів гідравліки на практиці.

Яскравим прикладом практичної реалізації законів гідравліки є Дніпровський гідроенергетичний комплекс, який складається з п'яти великих гідроелектростанцій та понад 150 малих гідроелектростанцій, які побудовані в Україні.

Безумовно, теоретичною базою для цих гідротехнічних споруд були закони гідравліки, застосування яких тепер здійснюється українськими вченими та інженерами-гідротехніками, в процесі їх експлуатації.

### 1.1.2 Основні фізичні властивості рідини

**Рідини** – це речовини, що знаходяться в конденсованому агрегатному стані, проміжному між твердим і газоподібним. Це визначення в більш вузькому розумінні стосується краплинних рідин. Такі рідини не мають своєї форми, а приймають форму об'єму тієї посудини, в яку вони налиті.

Основними фізичними властивостями краплинних рідин є густина, питома вага, стисливість, об'ємне розширення і в'язкість. Крім того, рідини характеризуються великою рухливістю частинок внаслідок незначних сил міжмолекулярного зчеплення, великого опору стисненню і незначного опору розриванню.

**Густина**  $\rho$ ,  $\text{кг/м}^3$  — це маса рідини в одиниці її об'єму. Густина рідин визначається за формулою

$$\rho = m / W, \quad (1.1)$$

де  $m$  - маса рідини, кг;  $W$  - об'єм рідини,  $\text{м}^3$ .

Наприклад, при температурі  $4^\circ\text{C}$  густина води  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ .

**Питома вага**  $\gamma$ ,  $\text{Н/м}^3$  — це вага рідини в одиниці її об'єму. Питома вага рідини визначається за формулою:

$$\gamma = G / W, \quad (1.2)$$

де  $G$  – вага рідини, Н.

Наприклад, при температурі  $4^\circ\text{C}$  питома вага води  $\gamma = 9810 \text{ Н/м}^3$ . Враховуючи, що згідно з другим законом Ньютона  $G = mg$  і підставивши значення  $G$  в рівняння (1.2) одержимо,  $\gamma = \frac{m}{W} \cdot g$ , а так як відношення  $\frac{m}{W}$  є густина рідини, то між питомою вагою і густиною рідини існує зв'язок, який описується формулою:

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (1.3)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}^2/\text{с}^2$ . В розрахунках приймається  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

**Стисливість** – властивість рідин змінювати об'єм при зміні тиску. Стисливість рідин характеризується **коефіцієнтом об'ємного стиснення**  $\beta_w$ ,  $1/\text{Па}$ , значення якого описується формулою:

$$\beta_w = -\frac{\Delta W}{W_0} \cdot \frac{1}{\Delta p}, \quad (1.4)$$

де  $\Delta W$  – зміна об'єму рідини,  $\text{м}^3$ ;  $W_0$  - початковий об'єм рідини,  $\text{м}^3$ ;  $\Delta p$  - зміна тиску, Па,  $(\text{Н/м}^2)$ .

Знак мінус в рівнянні (1.4) показує, що збільшенню тиску відповідає зменшення об'єму рідини.

Величина зворотна коефіцієнту об'ємного стиснення називається **модулем об'ємної пружності** рідини, Е, Па, тобто  $E = 1/\beta_w$ .

Наприклад, для води при температурі  $4^\circ\text{C}$   $\beta_w = (2 \cdot 10^{-9})^{-1} \text{ Па}^{-1}$ , а  $E = 2 \cdot 10^9 \text{ Па}$ . Таким чином, це дає можливість воду, як і інші краплинні рідини, у більшості випадків вважати нестисливими.

диться в посудині В. Так як в посудині D тиск менше атмосферного то рідина під дією атмосферного тиску  $p_a$ , який діє на її поверхні в посудні В, підніметься на висоту  $h_{\text{вак}}$  яка і є вакууметричною. Так як рідина знаходиться в стані рівноваги, то на лінії А-А (на вільній поверхні рідини) тиск буде врівноважений знизу і зверху, що за допомогою рівняння (1.39) можна описати так  $p_a = \rho g h_{\text{вак}} + p$ , де  $p < p_a$ , звідки вакууметрична висота

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_a - p}{\rho g} = \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g}, \quad (1.45)$$

а вакууметричний тиск

$$p_{\text{вак}} = \rho g h_{\text{вак}}. \quad (1.46)$$

Таким чином, вакууметричний тиск дорівнює добутку  $\rho g$  на вакууметричну висоту.

На рис. 1.10, б вакууметрична висота проілюстрована за допомогою зворотнього п'єзометра (вакуумметра) виконаного у вигляді зогнутої трубки по формі літери U. Очевидно, рівень рідини в правій частині трубки (див. рис. 1.10, б) опуститься нижче точки А (точки приєднання вакуумметра) на величину вакууметричної висоти. Відносно площини порівняння 0-0 тиск в точці А збоку рідини в посудині визначиться із виразу:

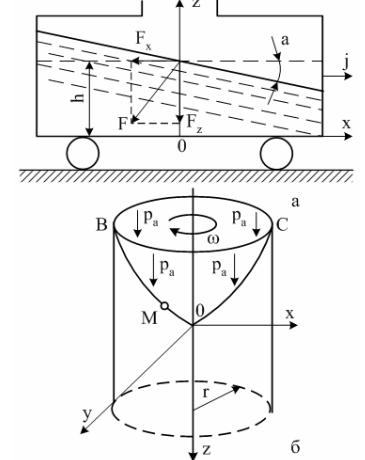
$$p = p_0 + \rho g h, \quad (1.47)$$

а з боку рідини в вакууметрі:

$$p = p_a + \rho g h_{\text{вак}} \quad (1.48)$$

Так як система знаходиться в стані рівноваги відносно площини 0-0 (яка проходить через точку А), то прирівнявши рівняння (1.47) і (1.48) отримаємо:

$$h_{\text{вак}} = \frac{p_a - p}{\rho g} \quad (1.49)$$



### 1.2.5 Відносна рівновага рідин

Як уже визначалося (підрозділ 1.2.1), при відносній рівновазі рідина нерухома відносно посудини в якій вона знаходиться, але посудина здійснює якийсь вид руху.

В цьому випадку на рідину, крім сили тяжіння (ваги), діє і сила інерції. Практичний (інженерний) інтерес в цьому випадку полягає в установленні закону розподілу тиску в рідині, а також форми вільної поверхні. Оскільки в інженерній практиці найбільш розповсюджені два види руху

Рис. 1.11 Схеми до відносної рівноваги рідини: а - посудина рухається горизонтально; б - посудина обертається відносно своєї вісі.



Згідно з рис. 1.9 ордината положення точки А відносно площини порівняння буде  $Z$ , вона має лінійну розмірність. Величина  $p/(\rho g)$  є геометрична висота, на яку рідина піднімається під дією тиску. Її можна виміряти за допомогою, наприклад, скляної трубки (п'єзометра) з закритим верхнім кінцем і з якої видалене повітря, приєднаної до посудини на рівні точки А, тобто точки у якій вимірюється тиск. Розмірність величини  $p/(\rho g)$  лінійна –  $L^{-1}MT^{-2}/(L^{-3}MLT^{-2}) = L$  і показує геометричну висоту, на яку піднімається рідина під дією тиску  $p$  - в закритому п'єзометрі

**Гідростатичним напором**  $H$  в точці А називається сума ординат положення її відносно площини порівняння -  $Z$  і висоти стовпа рідини, що відповідає тиску  $p$  (див. рис. 1.9, зліва) тобто:

$$H = Z + p/(\rho g). \quad (1.42)$$

З енергетичної токи зору гідростатичний напір – це міра енергії, яка належить одиниці ваги рідини, тобто питома енергія.

Якщо трубка (п'єзометр) відкрита (див. рис. 1.9, справа) і тиск на вільній поверхні дорівнює атмосферному, то рідина в трубці підніметься на висоту  $p_{\text{надл}}/(\rho g)$ , яка відповідає надлишковому тиску. Висота підняття рідини у відкритому п'єзометрі  $h_n$  під дією надлишкового тиску називається **п'єзометричною висотою**

$$h_n = p_{\text{надл}}/(\rho g). \quad (1.43)$$

Сума п'єзометричної висоти та ординати висотного положення точки приєднання відкритого п'єзометра є **п'єзометричним напором**, тобто

$$H_n = Z + h_n = Z + p_{\text{надл}}/(\rho g). \quad (1.44)$$

П'єзометричний напір  $H_n$  менше гідростатичного напору  $H$  на висоту (величину), яка відповідає атмосферному тиску, тобто  $\Delta h = p_a/(\rho g)$

Площина, проведена на рівні рідини у закритому п'єзометрі, тобто через кінець відрізка  $z + p/(\rho g)$ , називається **площиною гідростатичного напору**, а площина проведена на рівні рідини у відкритому п'єзометрі, тобто через кінець

відрізка  $z + p_{\text{надл}}/(\rho g)$  – **площиною п'єзометричного напору**.

**Вакууметричною висотою**  $h_{\text{вак}}$  називається висота підняття (або зниження) рідини, що відповідає вакууметричному тиску в рідині.

Візьмемо посудину D (рис. 1.10, а), в якій тиск менше атмосферного (тобто вакууметричний) і з'єднаємо її зігнутою трубою з рідиною, яка знахо-

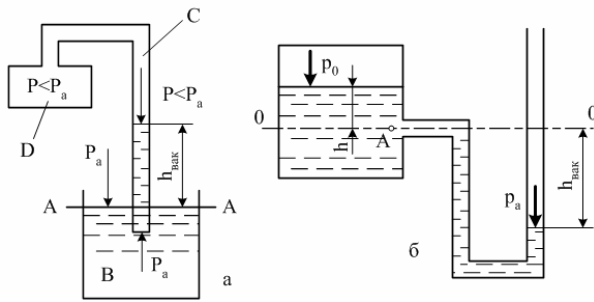


Рис. 1.10 Схеми до обґрунтування вакууметричної висоти: а - вакууметрична висота підняття стовпа рідини; б - вакууметрична висота зниження стовпа рідини.

**Температурне розширення** – властивість рідин змінювати свій об'єм при зміні температури. Температурне розширення рідини характеризується **коефіцієнтом температурного розширення**  $\beta_t$ , значення якого описується формулою:

$$\beta_t = \frac{\Delta W}{W_o} \cdot \frac{1}{\Delta t}, \quad (1.5)$$

де  $\Delta t$  – зміна температури,  $^{\circ}\text{C}$ . Наприклад, для води при температурі  $20^{\circ}\text{C}$  і тиску  $10^5$  Па,  $\beta_t = 0,00015 \text{ } ^{\circ}\text{C}^{-1}$ , що свідчить про незначимість зміни об'єму, як води так і інших рідин, при реальних незначних коливаннях температури і тиску.

**В'язкість** – здатність рідини чинити опір відносному зсуву своїх частинок під дією зовнішніх сил. На основі експериментів встановлено, що при русі рідини швидкість її в різних точках потоку різна. Так, якщо розглядати рух рідини між двома паралельними пластинами нескінченної довжини (рис.1.2), одна з яких нерухома, а друга рухається зі швидкістю  $u$ , то виявиться, що швидкість руху кожної точки (кожного шару) рідини пропорційна відстані точки (шару) рідини  $y$  від нерухомої пластини. Внаслідок цього між шарами виникають відносні зсуви зі швидкістю  $\Delta u$ , що приводить до виникнення сил внутрішнього тертя.

Вперше наявність внутрішнього тертя в рідині була відзначена І.Ньютоном ще у 1687 р. в гіпотезі про те, що сила внутрішнього тертя між шарами рідини залежить від властивостей рідини і пропорційна площі поверхні дотику шарів (площі тертя), відносній швидкості руху і не залежить від зовнішнього тиску. Достовірність гіпотези доказана І. Ньютоном в його праці “Тертя в машині і вплив змащувальної рідини”. Ним же була і запропонована залежність для сили внутрішнього тертя:

$$T = \mu S \frac{\Delta u}{\Delta y} = \mu S \frac{du}{dy}, \quad (1.6)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт в'язкості (динамічна в'язкість);  $S$  - площа поверхні контактуючих шарів рідини;  $\Delta u/\Delta y$  - градієнт швидкості по нормалі до напрямку руху;  $\Delta u$  - швидкість зсуву одного шару відносно другого;  $\Delta y$  - відстань між осями двох суміжних шарів.

З рівняння (1.6) випливає, що сила внутрішнього тертя  $T = 0$  при  $\Delta u = du = 0$ . Таким чином, можна зробити висновок, що в'язкість виявляється лише під час руху рідини. Розділивши рівняння (1.6) на площу  $S$ , дістанемо напруження тертя  $\tau$

$$\tau = T/S = \pm \mu \Delta u / \Delta y = \pm \mu du / dy \quad (1.7)$$

З останньої формули  $\mu = \tau dy / du$ , звідки випливає, що розмірність  $\mu$  в системі СІ є (Па·с). Десяту частку цієї одиниці (0,1 Па·с) називають **пуазом** (П) на честь професора Ж. Пуазейля. Для більшості рідин динамічна в'язкість  $\mu$  практично не залежить від тиску і градієнта швидкості, але на неї помітно впливає температура.

В додатках приведені значення одиниць, які відрізняються від одиниць в системі СІ і тих які прийняті в даному посібнику.

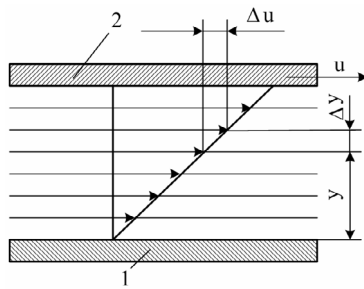


Рис. 1.2 Епюра швидкостей в рідині між нерухомою 1 і рухомою 2 пластинами.

Розділимо динамічну в'язкість на густину рідини і одержимо **кінематичну в'язкість**

$$\nu = \mu / \rho \quad (1.8)$$

Розмірність кінематичної в'язкості – м<sup>2</sup>/с.

Величину 1·10<sup>-4</sup> м<sup>2</sup>/с називають стоксом (1 Ст = 1 см<sup>2</sup>/с) (на честь англійського вченого Г. Стокса).

Кінематична в'язкість води (см<sup>2</sup>/с) при атмосферному тиску може бути знайдена за формулою Ж. Пуазейля:

$$\nu = \frac{0,0178}{1 + 0,337t + 0,00022t^2}, \quad (1.9)$$

де  $t$  – температура, °С.

Як видно з цієї формули, із зростанням температури в'язкість води зменшується.

Вимірюють в'язкість рідини віскозиметрами. Працюють вони за таким принципом (рис. 1.3): у посудину 5 заливають 200 мл досліджуваної рідини, а потім за допомогою електропідігрівання підвищують її температуру до 20<sup>0</sup>С. Термометри 2 і 3 призначені для контролю за температурою водяної бані 1 і досліджуваної рідини. Піднявши запірну голку 4, вимірюють час витікання рідини через калібрований отвір 8 у посудину 7. Частка від ділення часу витікання досліджуваної рідини  $T_p$  на час витікання такої ж кількості дистильованої води  $T_b$  температурою 20<sup>0</sup>С характеризує її в'язкість у градусах Енгlera

$$^0E = T_p / T_b \quad (1.10)$$

Перерахунок в'язкості вираженої в градусах Енгlera в кінематичну, здійснюється за формулою:

$$\nu = (0,0731^0E - 0,0631/^0E)10^{-4}, \text{ м}^2/\text{с} \quad (1.11)$$

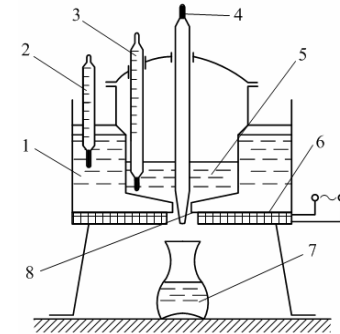


Рис. 1.3 Віскозиметр Енгlera для визначення в'язкості рідин.

Таким чином, згідно з рівнянням (1.39) тиск в точці рідини, яка знаходиться в стані рівноваги, на глибині  $h$  під вільною поверхнею, дорівнює сумі тиску на вільній поверхні  $p_0$  (у відкритих посудинах він дорівнює атмосферному  $p_a$ ) і тиску, обумовленому вагою стовпа рідини розташованої вище точки, тобто  $\rho gh$ .

У відкритих посудинах (з атмосферним тиском на вільній поверхні) звичайно враховується тільки тиск  $\rho gh$ , а атмосферний тиск взаємно врівноважується і рівняння (1.39) прийме вигляд:

$$p = \rho gh. \quad (1.40)$$

Рівняння (1.40) є **основним рівнянням гідростатики** для надлишкового тиску. Таким чином, надлишковий тиск в будь-якій точці у середині рідини виникає тільки від ваги її стовпа, розташованого над точкою.

Враховуючи, що  $p_{абс} = p_a + p$  звідкіля  $p = p_{абс} - p_a$  (див. 1.15) і враховуючи рівняння (1.39) отримаємо:

$$p = p_0 + \rho gh - p_a = (p_0 - p_a) + \rho gh = \Delta p + \rho gh, \quad (1.41)$$

де  $\Delta p = p_0 - p_a$

Таким чином, в цьому випадку надлишковий тиск в будь-якій точці рідини створюється як вагою стовпа рідини, так і надлишковим (а може і вакууметричним) тиском на вільній поверхні, значення якого  $\Delta p$ .

#### 1.2.4 Гідростатичний напір, п'езометрична та вакууметрична висота

Це питання є своєрідною інтерпретацією основного рівняння гідростатики.

Геометричне зображення елементів основного рівняння гідростатики показано на рис. 1.9. Розглянемо основне рівняння гідростатики стосовно точки А.

Відлік значень усіх елементів будемо вести відносно горизонтальної площини 0-0, яка приймається в якості координатної.

В гідравліці ця площина називається **площиною порівняння**. Основною умовою що до місця її розташування є її горизонтальність, тобто вона обов'язково повинна бути горизонтальною, у висотному відношенні вона може розташовуватись як завгодно (високо, чи низько), але з врахуванням умов задачі, яка розв'язується.

Ординати, які відміряються від неї називаються **висотою положення точки, або геометричним напором** в цій точці.



Рис. 1.9. Схема геометричного зображення (інтерпретація) основного рівняння гідростатики.

### 1.2.3 Основне рівняння гідростатики

Основне рівняння гідростатики встановлює зв'язок між гідростатичним тиском в точці рідини, її місцем знаходження (координатами) в рідині та густиною останньої. Воно є рівнянням прикладного характеру, за його допомогою в інженерній практиці знаходиться гідростатичний тиск в будь-якій точці рідини.

Для обґрунтування основного рівняння гідростатики розглянемо випадок, коли рідина в стані рівноваги знаходиться в посудині і на неї діє тільки сила ваги. В цьому випадку проекції масових сил на вісі координат (див. рис. 1.8) віднесені до одиниці ваги будуть, відповідно рівнятися:

$$x = 0, \quad y = 0, \quad F_z = -g. \quad (1.31)$$

Підставимо значення проекцій в рівняння отримаємо залежність

$$dp = -\rho g dz. \quad (1.32)$$

Проінтегрувавши рівняння (1.26) з умовою, що  $\rho = \text{const}$  і що в межах об'єму рідини який розглядається, можна знехтувати зміною прискорення вільного падіння, тобто  $g = \text{const}$ , отримаємо:

$$p = -\rho g z + c. \quad (1.33)$$

де  $c$  – довільна постійна.

Розділивши рівняння (1.33) на  $\rho g$ , отримаємо

$$z + p/(\rho g) = \text{const}. \quad (1.34)$$

Розділивши рівняння (1.33) на  $\rho$  отримаємо

$$gz + p/\rho = \text{const}. \quad (1.35)$$

Відзначимо, що члени рівняння (1.34) віднесені до одиниці ваги, а (1.35) – до одиниці маси. Граничні умови на поверхні рідини відомі:  $z = z_0$  і  $p = p_0$ , тоді:

$$c = z_0 + p_0/(\rho g). \quad (1.36)$$

Підставивши цей вираз для постійної інтегрування в формулу (1.33), отримаємо

$$z_0 + p_0/(\rho g) = z + p/(\rho g) \quad (1.37)$$

Рівняння (1.37) називають **основним рівнянням гідростатики**.

З рівняння (1.37) витікає

$$p = p_0 + \rho g(z_0 - z), \quad (1.38)$$

тобто що тиск в точці А (рис. 1.9) в рідині, яка знаходиться в стані рівноваги більше, ніж тиск на поверхні, на величину яка дорівнює вазі стовпа рідини над цією точкою. Так як  $z_0 - z = h$  формула (1.38) прийме вигляд

$$p_{\text{абс}} = p_0 + \rho g h, \quad (1.39)$$

де  $p_{\text{абс}}$  – абсолютний тиск в точці;  $p_0$  – тиск на вільній поверхні;  $h$  – глибина занурення точки в рідині.

Рівняння (1.39) називається основним рівнянням гідростатики для абсолютного тиску.

У таблиці 1 наведена кінематична в'язкість деяких рідин, які широко застосовуються [47].

Таблиця 1. Кінематична в'язкість,  $\nu$  рідин

Рідина	t, °C	$\nu$ , Ст	Рідина	t, °C	$\nu$ , Ст
Гліцерин			Бензин	15	0,006
безводний	20	11,89	Газ	18	0,025
Вода	15	0,0152	Нафта	18	0,25...1,4
Мазут	18	20,0	Патока	15	420
Масло АМГ-10	50	0,10	Спирт етиловий	18	0,00155
Ртуть	15	0,0011			

**Капілярність** – здатність рідин підніматися або опускатися в трубках малого діаметра (капілярах). Обумовлене це явище силою поверхневого натягу рідини, внаслідок чого в капілярах поверхня рідини приймає скривлену форму (меніск). Рідина, яка змочує стінки капіляра (наприклад, вода зі склом), має увігнутий меніск і вода по такому капіляру піднімається (внаслідок того, що сила взаємодії між частками рідини і стінками капіляра більша ніж між частками усередині рідини). Рідина, яка не змочує стінки капіляра (наприклад, ртуть зі склом) має випуклий меніск і ртуть по такому капіляру не піднімається (внаслідок того, що сила взаємодії між частками і стінками капіляра менша ніж між частками у середній рідині). Висота підняття чи опускання рідини в капілярах визначається за формулою:

$$h_{\text{кам}} = \frac{4\sigma \cdot \cos\theta}{\rho g d}, \quad (1.12)$$

де  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу (при  $t = 20^\circ\text{C}$  і контакт із повітрям, дорівнює: для води - 0,081; для бензину – 0,021; для ртуті - 0,541; для мастил 0,035...0,038);  $\theta$  – кут між дотичною до вільної поверхні, (поверхні меніска) в точці перетину меніска з стінкою і самою стінкою капіляра (для води і скла  $\theta = 0^\circ$ , для ртуті і скла  $\theta = 50^\circ$ );  $d$  – діаметр капіляра, м. При температурі  $20^\circ\text{C}$  в трубці діаметром  $d$  висота капілярного підняття води складає  $30/d$ ; спирту  $11,5/d$ , а ртуті –  $10,15/d$  мм.

За законами капілярності рухаються ґрунтові води, міжшарові води в водонесних шарах.

Слід відзначити, що інколи для розв'язування практичних задач необхідно відмовитись від деяких фізичних властивостей рідини. Тільки в такому випадку стає можливим (або більш простим) математичне описання того чи іншого явища. Для цього використовують модель **ідеальної** рідини. Ідеальна рідина — це рідина, що вважається нестисливою і не може розширюватись, в ній абсолютно відсутня в'язкість.

### 1.1.3 Сили, які діють на рідину

На рідину, що знаходиться в стані рівноваги чи руху, діють внутрішні і зовнішні сили. Внутрішні (міжмолекулярні) – це сили, що діють між частками рідини усередині її і в гідравліці вони не враховуються. Зовнішні це сили, які – обумовлені зовнішніми факторами. Зовнішні сили, що діють на рідину діляться на масові і поверхневі.

**Масові сили** – це сили які діють на кожну частку рідини, тобто сили, розподілені по усій масі рідини. Їх ще називають об'ємними силами. До масових сил відносяться сила тяжіння (ваги) та сила інерції.

**Поверхневі сили** – це сили прикладені до поверхні, яка обмежує рідину, або до поверхні проведеної довільно усередині рідини. До поверхневих сил відносяться нормальна до поверхні рідини сила тиску  $p$ , наприклад, сила атмосферного тиску та сила тиску суміжних шарів рідини (по відношенню до шару, або об'єму рідини що розглядаються), а також дотична до поверхні сили тертя.

В стані рівноваги на рідину діють: із масових сил сила тяжіння (ваги) та сила інерції, із поверхневих сил нормальна сила тиску та сила тиску суміжних шарів. В стані руху рідини, крім вище перерахованих сил, на неї діє дотична до поверхні сила тертя.

## 1.2 Гідростатика

### 1.2.1 Предмет вивчення гідростатики. Гідростатичний тиск, його види і властивості

**Гідростатика** – це розділ гідравліки в якому вивчається рівновага (спокій) рідин і розглядаються метод застосування законів в інженерній практиці, що описують рівновагу рідин.

В інженерній практиці розглядають два види рівноваги рідин – абсолютна і відносна.

При абсолютній рівновазі рідина і посудина в якій вона знаходиться нерухомі відносно Землі. Прикладами до абсолютної рівноваги рідини є цистерни, що встановлюються на базах та складах паливно-мастильних матеріалів, різні баки для зберігання рідин, які встановлюють на нерухомих опорах.

При відносній рівновазі рідина нерухома відносно посудини у якій вона знаходиться, а сама посудина здійснює якийсь вид руху – прямолінійний чи обертовий. Прикладами до відносної рівноваги рідини є залізничні цистерни, в яких перевозяться рідини, автобензовози, автомолокозови, і ін.

Таким чином, об'єктом чи предметом вивчення в гідростатиці є рідина, чи її певний об'єм, які знаходяться в стані рівноваги.

Основним параметром, який характеризує стан рівноваги рідини є гідростатичний тиск

**Гідростатичний тиск  $p$ ,  $P_a$**  – це стискує напруження, що виникає усе-

$$-\frac{\partial p}{\partial x} dx dy dz + \rho dx dy dz F_x = 0. \quad (1.22)$$

Остаточно для вісі  $x$  отримаємо (в тому числі аналогічно і в напрямку вісей  $y, z$ )

$$-\frac{\partial p}{\partial x} + \rho F_x = 0; \quad -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho F_y = 0; \quad -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho F_z = 0. \quad (1.23)$$

Отримані рівняння і є диференціальними рівняннями рівноваги рідини, або рівняннями Ейлера. Кожне з них характеризує зміну тиску в напрямку відповідної вісі координат.

Якщо кожне з рівнянь (1.23) помножити, відповідно, на  $\rho dx$ ,  $\rho dy$ ,  $\rho dz$  і склавши почленно отримаємо:

$$\frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz = \rho (F_x dx + F_y dy + F_z dz). \quad (1.24)$$

Ліва частина цього рівняння є повним диференціалом тиску  $dp$ , тобто

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \quad (1.25)$$

Як наслідок

$$dp = \rho (F_x dx + F_y dy + F_z dz). \quad (1.26)$$

Так як густина однорідної рідини  $\rho = \text{const}$ , то рівняння (1.26) має сенс тільки тоді, коли його права частина є також повним диференціалом якоїсь функції  $u(x, y, z)$ , частинні похідні якої по  $x, y, z$  були б:

$$F_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \quad F_y = \frac{\partial u}{\partial y}; \quad F_z = \frac{\partial u}{\partial z}. \quad (1.27)$$

Отримані функції називаються потенціальними. Тоді рівняння (1.26) прийме вигляд:

$$dp = \rho du, \text{ або } dp = -\rho d\Pi, \quad (1.28)$$

де  $d\Pi = du$ .

Функція  $\Pi(x, y, z)$  виражає потенціальну енергію поля масових сил.

Проінтегрувавши останнє рівняння (1.28) отримаємо

$$p = -\rho \Pi + c, \quad p + \rho \Pi = c, \quad (1.29)$$

де  $c$  – довільна постійна інтегрування.

Для двох точок одного і того об'єму однорідної нестискуваної рідини рівняння (1.29) буде мати вигляд

$$p_0 + \rho \Pi_0 = p_1 + \rho \Pi_1. \quad (1.30)$$

За допомогою рівняння (1.30) можна знайти гідростатичний тиск в будь-якій точці рідини, якщо відомі значення функцій  $\Pi_1, p_0$  і  $\Pi_0$ .

нескінченно мала, тобто “стягнута” в точку, то результати доведення можна повністю віднести до властивості гідростатичного тиску в точці.

*Гідростатичний тиск в точці залежить від координат (положення) точки в рідині і від її густини, тобто:*

$$p = f(x, y, z, \rho), \quad (1.19)$$

де  $x, y, z$ , - координати положення точки в рідині;  $\rho$  – густина рідини.

Наприклад гідростатичний тиск в будь-якій точці води занурений на таку ж глибину як і в ртуті (при температурі обох рідин  $0^\circ\text{C}$ ) буде в 13,6 рази менше ніж в останній ( $\rho_{\text{води}} = 999,9 \text{ кг/м}^3$ ;  $\rho_{\text{рт}} = 13596 \text{ кг/м}^3$ ).

### 1.2.2 Диференціальні рівняння рівноваги рідин (рівняння Ейлера)

Диференціальні рівняння рівноваги рідини є математичним обґрунтуванням розподілу тиску усередині рідини, яка знаходиться в стані рівноваги. Рівняння виведені дійсним членом Російської академії наук (м. С-Петербург) в 1755 р. Л.Ейлером.

При виведенні рівнянь, в об'ємі рідини, яка знаходиться в стані рівноваги, виділяється нескінченно малий об'єм рідини у формі паралелепіпеда з ребрами  $dx, dy, dz$  поміщений в систему прямокутних координат (рис.1.8). Умовно відкинемо оточуючу паралелепіпед рідину, а її дію замінимо відповідними силами. Прийнемо, що в центрі грані BCDE, в точці A діє тиск  $p$ . Так як тиск є безпосередньою функцією координат, то розклавши цю функцію в ряд Тейлора по приращенню  $dp$  і обмежувшись при цьому двома першими членами отримаємо вираз для тиску в центрі бокової грані GLNK

$$p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \quad (1.20)$$

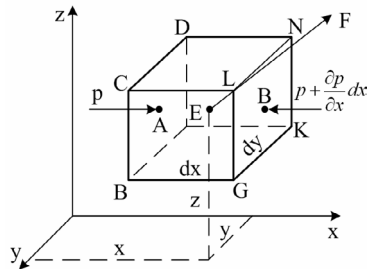


Рис. 1.8. Схема до виведення рівнянь рівноваги рідини.

На грань BCDE діє сила тиску  $P = px$   $dydz$ , а на грань GLNK -  $\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dydz$ .

Крім сил тиску, на паралелепіпед діють масові сили  $F$ , проекція яких на вісь  $x$  буде.

Проекціюючи на вісь  $x$  усі зовнішні сили, які діють на паралелепіпед, отримаємо

$$p dydz - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dydz + p dx dy dz F_x = 0 \quad (1.21)$$

Після спрощення маємо

редині рідини, яка знаходиться в стані рівноваги. В рідині, яка знаходиться в стані рівноваги, можливий лише один вид напруження – напруження стиснення і виникає воно під дією сил про які відмічалось раніше. Гідростатичний тиск це диференціальна характеристика, тобто він діє в будь-якій точці рідини.

Для ілюстрації і теоретичного обґрунтування явища гідростатичного тиску розглянемо деякий об'єм рідини, яка знаходиться в стані рівноваги (рис. 1.4)

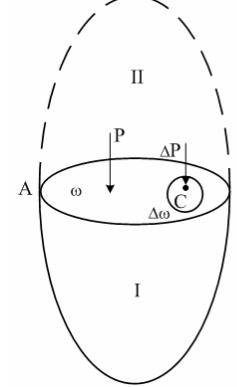


Рис. 1.4 Схема до обґрунтування понять середнього гідростатичного тиску і гідростатичного тиску в точці.

Розічемо, уявно, цей об'єм рідини площиною A-B на дві частини – нижню I і верхню II, а площу перерізу позначимо через  $\omega$ .

Уявно, відкинемо верхню частину II, а її дію, для збереження рівноваги частини I, замінимо силою  $P$ , еквівалентною дії відкинутої частини II на нижню частину I. Відношення сили до площі перерізу буде середнім гідростатичним тиском на площі  $\omega$ , який описується формулою:

$$p_{cp} = P / \omega. \quad (1.13)$$

Виділимо на площі перерізу  $\omega$  елементарну площадку площею  $\Delta\omega$ , на яку буде діяти частка  $\Delta P$  сили  $P$ . Границя відношення елементарної сили  $\Delta P$  до площі  $\Delta\omega$ , при наближенні останньої до нуля називається **гідростатичним тиском в точці** (згідно з рис. 1.4. в точці C), що описується формулою:

$$p = \lim_{\Delta\omega \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta\omega}, \quad (1.14)$$

Крім названої раніше одиниці вимірювання тиску Па ( $1 \text{ Па} = \text{Н/м}^2$ ) в техніці часто застосовуються і такі не системні одиниці тиску: 1 технічна атмосфера =  $1 \text{ кгс/см}^2 = 10^4 \text{ кгс/м}^2 = 10^5 \text{ Н/м}^2 \sim 10^5 \text{ Па} \sim 1 \text{ бар} = 735 \text{ мм рт.ст} = 10000 \text{ мм вод. ст.} = 10 \text{ м. вод. ст.}$  (див. додаток 1).

Гідростатичний тиск ділиться на абсолютний надлишковий (манометричний) і вакууметричний.

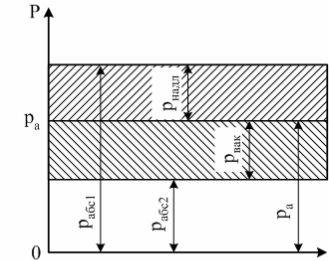


Рис. 1.5 Схема до обґрунтування видів тиску.

**Абсолютний тиск,  $p_{абс}$**  – це тиск, який відраховується від нулевого значення тиску.

**Надлишковий (манометричний) тиск,  $p$**  – це тиск на величину якого абсолютний тиск в точці перевищує атмосферний тиск. Його можна визначити за формулою:

$$p = p_{абс1} - p_a, \quad (1.15)$$

де  $p_a$  – атмосферний тиск.

Манометричним він називається тому, що вимірюється манометрами. Так як в інженерній практиці переважає саме надлишковий тиск, то при його позначенні літера  $p$  не супроводжується символом “н”.

**Вакууметричний тиск,  $p_{вак}$**  – це тиск, на величину якого абсолютний тиск влюбій точці буде менше за атмосферний тиск, його можна визначити за формулою:

$$p_{вак} = p_a - p_{абс2} \quad (1.16)$$

Це проілюстровано на рис. 1.5. Максимальний вакуум (при  $p_{абс2} = 0$ ) не може бути більшим, ніж атмосферний тиск  $p_a$ .

**Вакуум** – термін латинського походження від *vacuum*, що значить розрідження, тобто недостача тиску до атмосферного. Вакууметричний тиск має місце в усмоктувальних трубах насосних установок. Слід підкреслити, що вакуум це зовсім не пустота, це тільки недостача абсолютного тиску до атмосферного і він може мати місце як в газовому середовищі, так і у середині рідини. Слід враховувати і ту обставину, що при малих тисках, наприклад вода може перетворитися в пару, а тому в трубопроводах (зокрема, в усмоктувальних трубопроводах насосів) не допускається перевищення вакууму більш ніж на 7 м водяного стовпа.

Гідростатичний тиск характеризується трьома основними властивостями.

*Гідростатичний тиск завжди напрямлений по внутрішній нормалі до поверхні, на яку він діє.*

Доводиться ця властивість методом від протилежного. Припустимо, що як і у попередньому випадку, після відкинення частини II від основного об'єму рідини її дія буде замінена силою  $P$ , яка напрямлена не по внутрішній нормалі до площини перерізу A-B, а під деяким кутом. Тоді силу  $P$  можна розкласти на дві складові: нормальну (перпендикулярну до площини A-B)  $P_n$  і дотичну  $P_t$ . Так як дотичне напруження має місце тільки в рухомій рідині то в цьому випадку  $P_t = 0$ . Тому зроблене нами припущення про напрямлення сили  $P$  не по внутрішній нормалі не правильне. Таким чином, сила  $P$  (див. рис. 1.6) діє тільки в напрямку складової  $P_n$ , тобто нормально до поверхні A-B. Що до напрямку її дії, то у випадку зовнішньої нормалі в рідині виникли б розтягуючі зусилля, що викликало б рух усередині рідини, а це суперечить умові рівноваги. Таким чином, сила гідростатичного тиску завжди діє стискує, тобто напрямлена по внутрішній нормалі.

*Гідростатичний тиск влюбій точці рідини діє однаково по всім напрямкам.*

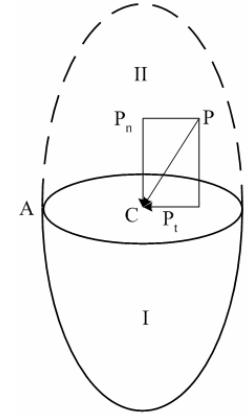


Рис. 1.6 Схема до обґрунтування першої властивості гідростатичного тиску.

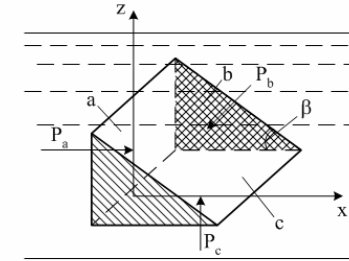


Рис. 1.7 Схема до обґрунтування другої властивості гідростатичного тиску.

Для обґрунтування цієї властивості виділимо в рідині, яка знаходиться в стані рівноваги, трьохгранну призму зовсім малих розмірів (рис. 1.7). Припустимо, що на її грані діє різний гідростатичний тиск. Позначимо незаштриховані грані призми: вертикальну – **a**, горизонтальну – **c** і нахилу **b**. Умовою рівноваги призми є рівність нулю усіх діючих на неї сили: сил гідростатичного тиску і ваги рідини в об'ємі призми. Вагою рідини при доведенні можна знехтувати зважаючи на малість об'єму призми. Сили гідростатичного тиску, які діють на заштриховані торцеві грані, рівні за величиною і протилежні за напрямком, а тому і ними нехтуємо. Таким чином умовою рівноваги призми може бути рівність нулю суми проекцій на вісі X і Z сил гідростатичного тиску, які діють на грані – вертикальну **a**, горизонтальну **c** і нахилу **b**.

Сума проекцій на вісь x буде:

$$p_a \Delta S_a - p_b \Delta S_b \sin \beta = 0, \quad (1.17)$$

де  $p_a$  і  $p_b$  – гідростатичний тиск, який діє, відповідно, на грані **a** і **b**;  $\Delta S_a$  і  $\Delta S_b$  – площа грані, відповідно, **a** і **b**.

Сума проекцій на вісь, z буде

$$p_b \Delta S_b \cos \beta - p_c \Delta S_c = 0, \quad (1.18)$$

де  $p_c$ ,  $\Delta S_c$  – відповідно, гідростатичний тиск, який діє на грань **c** і площа грані **c**.

Так як  $\Delta S_b \sin \beta = \Delta S_a$  і  $\Delta S_b \cos \beta = \Delta S_c$ , то умову рівноваги можна переписати у вигляді  $p_a \Delta S_a - p_b \Delta S_b = 0$  і  $p_b \Delta S_b - p_c \Delta S_c = 0$ , або  $(p_a - p_b) \Delta S_a = 0$  і  $(p_b - p_c) \Delta S_c = 0$ , що можливо при  $p_a = p_c$  і  $p_b = p_c$ . Тоді  $p_a = p_b = p_c$ . Таким чином, величина гідростатичного тиску не залежить від положення площадки, на яку він діє. Доведення цього положення ґрунтується на малості призми, що розглядається. Так як призма

$$h_{\text{оов}} = f \frac{V^2}{2g} \frac{l}{R}. \quad (1.176)$$

Помножимо і розділимо останній вираз на 4

$$h_{\text{оов}} = 4f \frac{V^2}{2g} \frac{l}{4R}. \quad (1.177)$$

Позначимо  $4f = \lambda$  отримаємо:

$$h_{\text{оов}} = \lambda \frac{1}{4R} \frac{V^2}{2g}. \quad (1.178)$$

Для круглих трубопроводів  $4R = d$ .

Підставивши це значення в рівняння (1.178) остаточно отримаємо рівняння для визначення втрат напору по довжині в круглих трубопроводах, яке носить назву Вейсбаха-Дарсі

$$h_{\text{оов}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}, \quad (1.179)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі), визначається за  $l$  - довжина трубопроводу;  $d$  - діаметр трубопроводу;  $V$  - середня швидкість руху рідини.

Для русел з *не круглою формою поперечного перерізу* рівняння (1.179) приймає вигляд:

$$h_{\text{оов}} = \lambda \frac{l}{4R} \frac{V^2}{2g}, \quad (1.190)$$

де  $R$  - гідравлічний радіус ( $R = \omega/\chi$ ).

Формули (1.179) і (1.180) справедливі для любого режиму руху рідини. Замінивши в цих рівняння  $\lambda l/4R = \lambda l/d = \zeta_{\text{оов}}$ , їх можна привести до виду формули Вейсбаха

$$h_{\text{оов}} = \zeta_{\text{оов}} \frac{V^2}{2g}, \quad (1.181)$$

де  $\zeta_{\text{оов}}$  - коефіцієнт втрат напору по довжині.

Очевидно, що коефіцієнт гідравлічного тертя залежить від шорсткості стінок русла. Розрізняють відносну і еквівалентну шорсткості.

**Відносна шорсткість** – це відношення розрахункової висоти виступів шорсткості  $\Delta$  до одного з лінійних параметрів русла: радіуса труби, діаметра труби чи гідравлічного радіуса, тобто  $\Delta/r$ ,  $\Delta/d$ ,  $\Delta/R$ .

**Еквівалентна шорсткість**  $\Delta_e$  - це така рівномірно розміщена по поверхні і рівнозерниста шорсткість, втрати напору при якій дорівнюють втратам напору при

На неї діє елементарна сила  $dP$ , напрямлена перпендикулярно до елементарної полоски і під кутом  $\alpha$  до горизонтальної площини, яка дорівнює

$$dP = \gamma h d\omega, \quad (1.80)$$

Розкладемо її на складові горизонтальну  $dP_x$  і вертикальну  $dP_z$  і знайдемо їх.

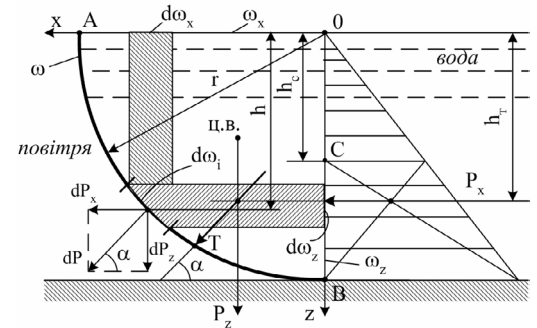


Рис. 1.18 Схема до визначення сили гідростатичного тиску на криволінійну поверхню.

$$dP_x = dP \cos \alpha = \gamma \cos \alpha h d\omega_i = \gamma h d\omega_z, \quad (1.81)$$

де  $\cos \alpha \cdot d\omega_i = d\omega_z$  – проекція полоски  $d\omega_i$  на вертикальну площину.

Проінтегрувавши рівняння (1.81) по всій площі  $\omega$  одержимо горизонтальну складову повної сили гідростатичного тиску.

$$P_x = \gamma \int_{\omega} h d\omega_z = \gamma h_c \omega_z, \quad (1.82)$$

де  $\int_{\omega} h d\omega_z = h_c \omega_z$  – статичний момент усієї проекції відносно вільної поверхні рідини;  $h_c$  - глибина занурення центра ваги проекції  $\omega_z$  в рідині;  $\omega_z$  - проекція криволінійної поверхні на вертикальну площину. У випадку, який розглядається це буде прямокутник.

Вертикальна складова

$$dP_z = dP \sin \alpha = \gamma \sin \alpha h d\omega_i = \gamma h d\omega_x, \quad (1.83)$$

де  $\sin \alpha d\omega_i = d\omega_x$  – проекції полоски  $d\omega_i$ , на горизонтальну площину.

Так як  $h \cdot d\omega_x = dW_x$ , тобто є об'ємом елементарної вертикальної призми (заштрихованої) то,

$$dP_z = \gamma dW. \quad (1.84)$$

Таким чином, вертикальна складова буде

$$P_z = \gamma \int_{\omega} dW = \gamma W, \quad (1.85)$$

де  $W$  – об'єм тіла тиску.

Тіло тиску, як видно із рисунка 1.18, є об'ємом, обмеженим вільною поверхнею рідини, криволінійною поверхнею та умовними вертикальними гранями з її торців.

Таким чином, вертикальна складова сили тиску на криволінійну поверхню

$P_z$  дорівнює вазі рідини в об'ємі тіла тиску і напрямлена в цьому випадку вниз. Якби рідина діяла на криволінійну поверхню з випуклого боку, то тіло тиску було б заповнене повітрям і  $P_z$  була б напрямлена вверх. Взагалі, тіло тиску заповнене рідиною називається дійсним, а заповнене повітрям – фіктивним, або тілом “випору”.

Повна сила тиску  $P$  знаходиться як рівнодіюча горизонтальної і вертикальної складових

$$P = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}, \quad (1.86)$$

де  $P_x$  і  $P_z$  – відповідно, горизонтальна і вертикальна складові сили  $P$ .

Положення центру тиску (точки Т) знаходиться як показано на рис. 1.18. Сила  $P$  пройде через точку перетину векторів складових  $P_x$  і  $P_z$  під кутом  $\alpha$  до горизонтальної площини, тобто  $tg\alpha = \frac{P_z}{P_x}$ .

В свою чергу, вектор горизонтальної складової пройде горизонтально через центр ваги епюри гідростатичного тиску на проекцію  $\omega_z$  (рис. 1.18.) (точка перетину медіан), а вертикальна складова пройде вертикально через центр ваги тіла тиску.

### 1.2.10 Рівновага рідин у сполучених посудинах

Сполученими називаються посудини, які з'єднані між собою гідролініями, або елементами конструкцій. Прикладами їх є декілька водонапірних башт в одній системі водопостачання і інші гідросистеми.

Розглянемо систему, яка складається з двох сполучених посудин, заповнених двома різними рідинами, які не змішуються, а на вільній поверхні рідини в них діють тиски  $p_1$  і  $p_2$ , які неоднакові між собою (рис. 1.19).

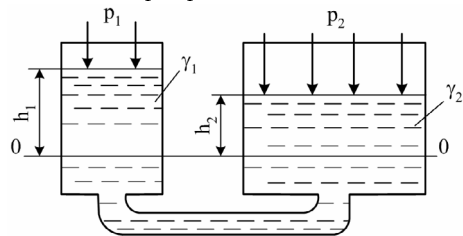


Рис. 1.19 Схема двох сполучених посудин

ходить в рівновазі то ці тиски будуть однаковими, тобто

$$p_1 + \gamma_1 h_1 = p_2 + \gamma_2 h_2. \quad (1.87)$$

Якщо посудини відкриті то тиск на вільній поверхні рідин в обох посудинах буде однаковим і дорівнюватиме атмосферному. Тоді з рівняння (1.87) отримаємо

Питома вага рідин також різна – в першій посудині  $\gamma_1$ , а в другій –  $\gamma_2$ .

Прийmemo площину порівняння О-О на рівні поверхонь розділу рідин, тоді положення вільних поверхонь рідини в посудинах відносно неї будуть  $h_1$  і  $h_2$ .

Згідно з основним рівнянням гідростатики тиск в будь-якій точці рідини на рівні площини порівняння в першій посудині буде  $p = p_1 + \gamma_1 h_1$ , а в другій  $p = p_2 + \gamma_2 h_2$ . Оскільки система (рідина) зна-

З врахуванням рівняння нерозривності потоку  $V_1 \omega_1 = V_2 \omega_2$  втрати напору в залежності від швидкостей  $V_1$  і  $V_2$  рівняються:

$$h_{p.p1} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2 \frac{V_1^2}{2g}; h_{p.p2} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2 \frac{V_2^2}{2g}. \quad (1.171)$$

Звідки коефіцієнти місцевого опору дорівнюють:

$$\zeta_{p.p1} = \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2; \zeta_{p.p2} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} - 1\right)^2. \quad (1.172)$$

**Раптове звуження трубопровода.** Це також широко розповсюджений тип місцевого опору (рис. 1.38, б), при цьому трубопровід з більшим діаметром переходить в трубопровід з меншим діаметром.

Коефіцієнт місцевого опору  $\zeta_{p.з.}$  за Ідельником при  $d_2 < 0,5d_1$ , знаходиться за формулою:

$$\zeta_{p.з.} = 0,5 \left(1 - \frac{d_2^2}{d_1^2}\right). \quad (1.173)$$

**Вхід з резервуара в трубу.** Цей випадок схожий з раптовим звуженням, а тому тут можна застосувати формулу (1.173) і при  $d_2 \ll d_1$ , тобто  $d_2 \approx 0$ ,  $\zeta_{вх} = 0,5$ .

Що ж до інших типів місцевих опорів, то тут обмежимося даними наведеними в таблиці 1.3.

### 1.3.11.3 Втрати напору в опорах по довжині

**Втрати напору в круглих трубопроводах.** Формулу для визначення втрат напору по довжині потоку виведемо скориставшись основним рівнянням рівномірного руху рідини (1.131) з якого витікає, що:  $\tau = \gamma R I$ .

Замінімо  $I = h_{дов}/l$ , де  $h_{дов}$  - втрати напору по довжині. Розв'яжемо рівняння відносно  $h_{дов}$

$$h_{дов} = \frac{\tau l}{\gamma R}. \quad (1.174)$$

Експериментально обґрунтовано, що

$$\tau = \rho f \frac{V^2}{2} = \lambda f \frac{V^2}{2g}, \quad (1.175)$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя рідини об стінки русла. Підставимо вираз (1.175) у (1.174) отримаємо:



Таблиця 1.3. Коефіцієнти  $\zeta$  для деяких місцевих опорів [29]

Назва опору	Схема вузла опору	Значення коефіцієнта $\zeta$									
Раптове розширення		$(D/d)^2$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1	0,01		
		$\zeta$	0	0,04	0,16	0,36	0,64	0,81	0,98		
Раптове звуження		$(d/D)^2$	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,01			
		$\zeta$	0	0,15	0,25	0,34	0,45	0,5			
Різкий поворот труби		$\alpha^0$	20	40	60	80	90	120	140		
		$\zeta$	0,05	0,14	0,37	0,74	0,99	1,86	2,43		
Плавний поворот трубопроводу при $\alpha = 90^0$		$d/R$	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
		$\zeta$	0,14	0,16	0,21	0,29	0,44	0,66	0,98	1,41	1,98
Засувка		$h/D$	1,0	7/8	6/8	5/8	1/2	3/8	2/8	1/8	
		$\zeta$	0	0,07	0,26	0,81	2,06	5,52	17,0	97,8	
Дросельний клапан		$\alpha^0$	20	30	40	50	60	70	80	90	
		$\zeta$	142,2	55,21	20,23	7,85	2,88	1,11	0,41	0,11	
Зворотний клапан		$\alpha^0$	70	65	55	45	35	25	15		
		$\zeta$	1,7	2,3	4,6	9,5	20	42	90		
Дифузор		$\zeta = k \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} - 1 \right)^2, \text{ де}$					$\alpha^0$	5	10	15	25
							k	0,14	0,16	0,3	0,62
Трійники	Розділення потоків	$Q_3/Q_1$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0			
		$\zeta_{1,3}$	0,95	0,88	0,89	0,95	1,1	1,28			
		$\zeta_{1,2}$	0,04	0,08	-0,05	0,07	0,21	0,35			
	З'єднання потоків	$Q_3/Q_2$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0			
		$\zeta_{3,2}$	1,2	0,4	0,08	0,47	0,72	0,01			
		$\zeta_{1,2}$	0,04	0,17	0,30	0,41	0,51	0,60			

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{h_1}{h_2}. \quad (1.88)$$

Таким чином, в двох сполучених посудинах з однаковим тиском на вільній поверхні рівні рідини відносно площини порівняння будуть зворотнопропорційними питомим вагам цих рідин.

Якщо  $p_1 \neq p_2$ , а  $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$  з рівняння (1.87) одержимо  $p_1 - p_2 = \gamma(h_2 - h_1)$ , тобто різниця тисків на вільній поверхні рідини в сполучених посудинах визначається вагою стовпа рідини, висота якого дорівнює різниці висот стовпів рідини в кожній посудині відносно площини порівняння.

При  $p_1 = p_2$  і  $\gamma_1 = \gamma_2$  згідно з рівнянням (1.87) отримаємо  $h_1 = h_2$ , тобто однакова рідина в сполучених посудинах при однаковому тиску на вільних поверхнях її встановлюється на одному рівні.

### 1.2.11 Закон Паскаля

**Закон Паскаля** формулюється так: – тиск на поверхню рідини, який здійснюється зовнішніми силами, передається рідиною однаково в усі напрямки.

Для обґрунтування цього розглянемо посудину наповнену рідиною (рис. 1.20). На вільній поверхні рідини за допомогою поршня 2, який знаходиться в положенні I-I, створено тиск  $p_0$ . У відповідності з цим, абсолютний тиск в точці А буде  $p_A = p_0 + \rho gh$ .

Перемістимо поршень з положення I-I в положення II-II. Тиск на вільній поверхні рідини в посудині збільшиться на величину  $\Delta p$ , який буде дорівнювати  $\Delta p = P_{II}/\omega_p$ , де  $P_{II}$  –

додаткова сила прикладена до поршня при його переміщенні з положення I-I в положення II-II;  $\omega_p$  – площа поршня.

Загальне значення тиску на вільній поверхні буде  $p_0 + \Delta p$ , а абсолютний тиск в точці А буде  $p_{AII} = p_0 + \Delta p + \rho gh$ . Враховуючи, що зовнішній тиск  $\Delta p$  значно більший за ваговий  $\rho gh$ , останнім можна знехтувати, що суттєво не вплине на точність значень величин і тиск  $p_{AII} = p_0 + \Delta p$ , тобто він не буде залежати від місця розташування точки в рідині.

В цьому й полягає сутність закону Паскаля, який широко застосовується при конструюванні і розрахунках різних гідростатичних механізмів, про що йтиметься нижче.

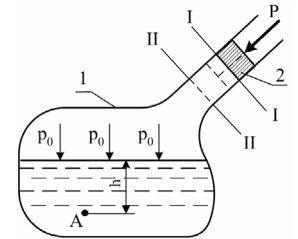


Рис. 1.20 Схема до обґрунтування закону Паскаля: 1 – посудина з рідиною; 2 – поршень; I-I і II-II – початкове і кінцеве положення поршня.

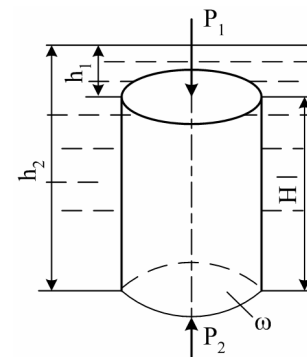


Рис. 1.21. Схема до обґрунтування закону Архімеда

На використанні принципу закону Паскаля конструюються і працюють гідростатичні механізми.

### 1.2.12 Закон Архімеда. Основи теорії плавання тіл

**Закон Архімеда** формулюється так: – на занурене в рідину тіло діє виштовхуюча сила  $P_b$ , напрямлена знизу вгору, яка дорівнює вазі рідини витісненої тілом.

Для обґрунтування сказаного розглянемо занурене в рідину, що знаходиться у відкритій посудині циліндричної форми, тіло, яке знаходиться в стані рівноваги (рис. 1.21). Висота тіла  $H$ , а площа нижньої стінок циліндра та верхньої стінок циліндра  $\omega$ . Діючи на бокову поверхню сили гідростатичного тиску взаємно врівноважуються і в розрахунках не враховуються. Таким чином, до уваги приймаються тільки сила ваги тіла і сили, які діють на верхню і нижню стінки.

І так, зверху на тіло діє занурююча (напрявлена зверху вниз) сила  $P_1 = \omega \rho g h_1$ , а знизу – виштовхуюча (напрявлена знизу вгору) сила  $P_2 = \omega \rho g h_2$ . Різниця цих сил буде виштовхуючою (підтримуючою) силою  $P_b = P_2 - P_1$ . Підставивши значення сил  $P_1$  і  $P_2$  отримуємо:

$$P_b = \omega \rho g h_2 - \omega \rho g h_1 = \omega \rho g (h_2 - h_1) = \rho g \omega H = \rho g W. \quad (1.89)$$

Тобто, виштовхуюча сила дорівнює вазі рідини виштовхуваної цим тілом

$$P_b = \gamma W, \quad (1.90)$$

де  $\gamma$  – питома вага рідини;  $W$  – об'єм тіла.

Вона напрямлена по вертикалі вгору і прикладена до тіла в точці, що відповідає центру тиску, яка називається центром водотонажності (точка В) (рис. 1.22). Вага рідини в об'ємі, що виштовхнуло занурене в неї тіло (див. рис. 1.22 а, б), або частини його (див. рис. 1.22, в) називається водотоннажністю плаваючого тіла.

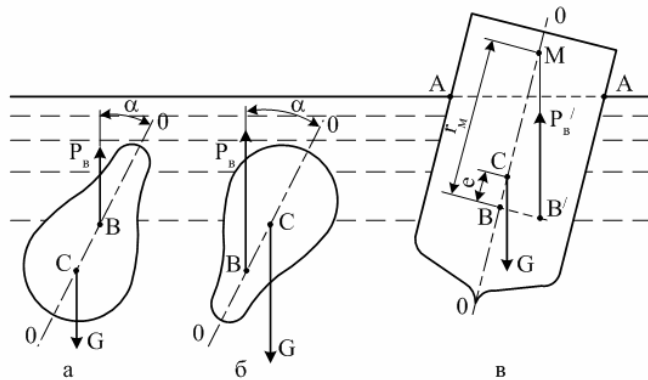


Рис. 1.22 Схеми до обґрунтування рівноваги плаваючих тіл.

Гідравлічні опори діляться на опори по довжині і місцеві опори.

**Опори по довжині** обумовлені шорсткістю стінок русла і в'язкістю рідини. Вони рівномірно розподілені по всій довжині потоку, а тому і мають відповідну назву.

**Місцеві опори** обумовлені місцевою деформацією потоку, яка викликається зміною напрямку чи розмірів русла (трубопроводу чи відкритого русла), пристроями запірно-регулюючої арматури (крани, вентиля, засувки), фасонними частинами (муфти, трійники, хрестовину і ін.) та іншими пристроями.

На подолання гідравлічних опорів потоком витрачається напір (енергія).

Загальні втрати напору, згідно з рівнянням Бернуллі для потоку реальної рідини  $h_b$  (1.125), складаються з втрат напору по довжині  $h_{дов.}$  та в місцевих опорах  $h_m$ , тобто:

$$h_b = h_{дов.} + h_m. \quad (1.168)$$

### 1.3.11.2 Втрати напору в місцевих опорах

Втрати напору в місцевих опорах при турбулентному режимі руху рідин визначаються за формулою:

$$h_m = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (1.169)$$

де  $\zeta$  – коефіцієнт місцевого опору;  $V$  – середня швидкість руху рідини в перерізі за місцевим опором.

Для переважної більшості місцевих опорів коефіцієнт місцевого опору визначається дослідним шляхом (табл. 1.2) і тільки для деяких з них він може бути визначений теоретично

**Раптове розширення трубопроводу.** Це широко розповсюджений тип місцевого опору, коли трубопровід з меншим діаметром переходить в трубопровід з більшим діаметром (рис.1.38. а).

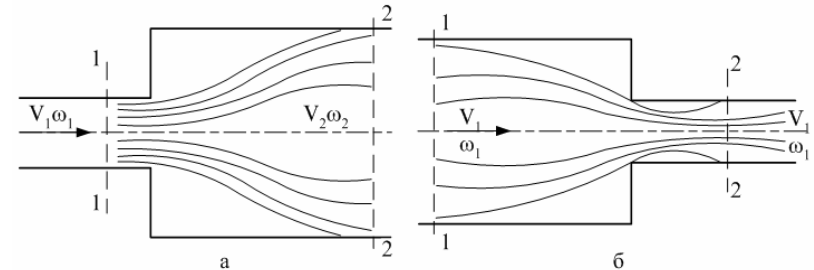


Рис. 1.38 Схема місцевих гідравлічних опорів: а – раптове розширення; б – раптове звуження.

Втрати напору при раптовому розширенні трубопроводу визначаються за формулою Борда

$$h_{p.p} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}, \quad (1.170)$$

де  $V_1$  і  $V_2$  – середні швидкості руху рідини в перерізах, відповідно, 1-1 і 2-2. Знайдемо коефіцієнт місцевого опору через середні швидкості  $V_1$ , або  $V_2$ .

Припустимо, необхідно знайти параметри критеріального рівняння для експериментального визначення будь-якої фізичної величини  $F$  ( $\pi_1, \pi_2$ ) = 0, наприклад, критерії  $F_r$  і  $R_e$ , якщо рух рідини описується рівнянням, яке визначається п'ятьма параметрами  $f(l, t, p, g, \nu) = 0$ .

Розглянемо розмірності величин, вибравши за основні довжину, час і масу

$$l[L], t[T], \rho\left[\frac{M}{L^3}\right], g\left[\frac{L}{T^2}\right], \nu\left[\frac{L^2}{T}\right]. \quad (1.160)$$

У відповідності з  $\pi$  - теоремою функціональну залежність можна виразити безрозмірними комплексами в кількості (К-3), де К - кількість параметрів рівняння, 3 - кількість параметрів які мають основну розмірність. Для випадку, який розглядається  $(K - 3) = (5 - 3) = 2$ , тобто два -  $\pi$  (або два критерії)

$$\Pi_1 = l^{x_1} t^{y_1} \rho^{z_1} g; \quad \Pi_2 = l^{x_2} t^{y_2} \rho^{z_2} \nu. \quad (1.161)$$

З врахуванням розмірностей для кожного  $\pi$  можна записати

$$\Pi_1 = [L]^{x_1} [T]^{y_1} \left[\frac{M}{L^3}\right]^{z_1} \left[\frac{L}{T^2}\right]; \Pi_2 = [L]^{x_2} [T]^{y_2} \left[\frac{M}{L^3}\right]^{z_2} \left[\frac{L^2}{T}\right]. \quad (1.162)$$

Рівняння перетворюються до такого вигляду

$$\pi_1 = L^{x_1-3z_1+1} T^{y_1-2} M^{z_1}; \pi_2 = L^{x_2-3z_2+2} T^{y_2-2} M^{z_2}, \quad (1.163)$$

Звідкіля, прирівнюючи показники ступені при  $L, T, M$  до нуля, для кожного з двох  $\pi$  отримаємо систему рівнянь

$$\left. \begin{aligned} x_1 - 3z_1 + 1 &= 0 \\ y_1 - 2 &= 0 \\ z_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \left. \begin{aligned} x_2 - 3z_2 + 2 &= 0 \\ y_2 - 1 &= 0 \\ z_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.164)$$

Розв'язуючи кожну з двох систем знайдемо:

$$\begin{aligned} \text{для } \pi_1: \quad x_1 &= -1; y_1 = 2; z_1 = 0; \\ \text{для } \pi_2: \quad x_2 &= -2; y_2 = 1; z_2 = 0. \end{aligned} \quad (1.165)$$

Далі знайдемо безрозмірні параметрів

$$\left. \begin{aligned} \pi_1 &= \frac{gt_1^2}{l} = \frac{gl}{V^2} = \frac{1}{F_r} \\ \pi_2 &= \frac{tv}{l^2} = \frac{v}{Vl} = \frac{1}{R_e} \end{aligned} \right\} \quad (1.166)$$

і запишемо в загальному вигляді критеріальне рівняння руху в'язкої рідини

$$F(F_r, R_e) = 0, \quad (1.167)$$

### 1.3.11 Гідравлічні опори

#### 1.3.11.1 Види гідравлічних опорів та їх вплив на напір рідини

**Гідравлічні опори** - це будь-які перешкоди на шляху руху рідин, що викликають деформацію потоку у вигляді зміни швидкості руху по величині чи напрямку, або по величині і напрямку одночасно.

Крім виштовхуючої (підтримуючої) сили  $P_b$  на тіло, як зазначалося вище, діє сила його ваги  $G$ , яка завжди прикладена в центрі тяжіння тіла (точка С) і напрямлена вертикально вниз (див. рис. 1.22).

Співвідношення виштовхуючої сили і сили ваги складає основу теорії плавання тіл.

Значимо, що плавання тіл характеризується їх **плавучістю**, тобто здатністю тіл зберігати положення рівноваги по відношенню до вільної поверхні рідини.

Якщо вага тіла  $G > P_b$ , то тіло тоне; при  $G = P_b$  тіло буде знаходитися в стані спокою на будь-якій глибині його занурення (підводне плавання, рис. 1.22, а); при  $G < P_b$  тіло спливає до тих пір, поки частина його почне підніматися над поверхнею рідини і виштовхуюча сила зменшиться до значення  $P_b = G$  (надводне плавання тіла, рис. 1.22, в).

На рис. 1.22 крім вищеназаних величин зазначені й такі: А-А - лінія перетину вільної поверхні рідини з боковою поверхнею плаваючого тіла, вона ще називається **ватерлінією**, а площа усередині тіла, обмежена ватерлінією, називається площиною плавання; О-О — вісь плавання, вона проходить через центр тяжіння тіла С. Для забезпечення рівноваги плаваючого тіла необхідно, щоб вісь плавання О-О була перпендикулярною до поверхні рідини, а центр водотоннажності В повинен розташовуватись на вісі плавання вище центра тяжіння С (див. рис. 1.22, а, б).

При плаванні на тіло можуть діяти сторонні явища — нерівномірність навантаження і ін. внаслідок чого тіло може відхилитися від положення рівноваги. У зв'язку з цим виникає поняття **остійності** плаваючого тіла, тобто здатності його відновлювати положення рівноваги після припинення дії сил, які вивели його зі стану рівноваги. На рис. 1.22, а показана остійна рівновага при підводному плаванні тіла, так як під дією моменту сил  $G$  і  $P_b$ , тіло, яке нахилене під кутом  $\alpha$  повернеться проти годинникової стрілки і вісь плавання О-О займе вертикальне положення ( $\alpha = 0$ ). На рисунку 1.22, б показана не остійна рівновага при підводному плаванні тіла, так як під дією моменту сил  $G$  і  $P_b$  тіло, нахилене під кутом  $\alpha$ , буде продовжувати поворот за годинниковою стрілкою і кут  $\alpha$  буде збільшуватися.

Розглянемо умови остійності судна (рис. 1.22, в). При відхиленні (крені) судна центр його тяжіння С не міняє місця положення, а центр водотоннажності В переміститься в положення В'. Точка М перетину лінії дії сили  $P_b$  з вісю плавання називається **метацентром**. При положенні метацентра М вище центра тяжіння С ( $r > e$ , де  $r$  - метacentричний радіус;  $e$  - ексцентриситет) плавання буде остійним (див. рис. 1.22, в), так як при крені судна момент сил  $G$  і  $P'_b$ , прагнучим відновити первісне положення судна. При положенні метацентра нижче центра тяжіння плавання буде неостійним, так як момент сил  $G$  і  $P_b$  сприятиме збільшенню крена судна.

### 1.3 Гідродинаміка

#### 1.3.1 Загальні положення

**Гідродинаміка** — розділ гідравліки, в якому вивчаються закони руху рідин і методи використання цих законів при розв'язанні інженерних задач.

Об'єктом вивчення в гідродинаміці є потік рідини. Рідина рухається під впливом зовнішніх сил, таких як сила тяжіння, зовнішній тиск і т.д. Рух рідин характеризується швидкістю і гідродинамічним тиском. Враховуючи, що реальні рідини володіють рядом властивостей, в тому числі і в'язкістю, які важко врахувати при вивченні руху рідин, вивчення його починається з нев'язкої (ідеальної) рідини, тобто без врахування сил тертя, а потім в отримані теоретичні залежності вносяться уточнення. Існує два методи вивчення руху рідин: метод Ж. Лагранжа і метод Л. Ейлера.

**Метод Лагранжа** полягає в розгляді руху кожної частинки рідини, тобто траєкторії її руху. Із-за значної трудоемкості цей метод не набув широкого розповсюдження.

**Метод Ейлера** полягає в розгляді загального руху рідини в різних точках рідинного середовища в певний момент часу. Цей метод дозволяє визначити швидкість руху рідини в будь-якій її точці в будь-який момент часу, тобто характеризується побудовою поля швидкостей, а тому широко застосовується при вивченні руху рідин.

По характеру зміни поля швидкостей за часом рух рідин ділиться на установившийся і не установившийся.

**Сталий рух** — це такий рух рідини, при якому в будь-якій точці потоку швидкість і тиск з плином часу не змінюються, тобто:

$$\begin{aligned} u &= f_1(x, y, z), \\ p &= f_2(x, y, z). \end{aligned} \quad (1.91)$$

Прикладами сталого руху є рух води в каналі з постійними площею поперечного перерізу і глибиною.

**Несталий рух** — це такий рух рідини, при якому в будь-якій точці потоку швидкість і тиск з плином часу змінюються

$$\begin{aligned} u &= f_1(x, y, z, t), \\ p &= f_2(x, y, z, t). \end{aligned} \quad (1.92)$$

Прикладом несталого руху є витікання рідини з бака при його спорожненні.

В інженерній практиці розповсюджений переважно сталий рух який ділиться на рівномірний і нерівномірний. При рівномірному русі живий переріз потоку і середня швидкість не змінюються вздовж течії, а при нерівномірному — ці параметри непостійні.

**Потоки рідини** діляться на напірні, безнапірні і гідравлічні струмені. Напірні потоки не мають вільної поверхні рідини, тобто потік торкається твердих стінок з усіх боків. Прикладом напірного є рух води в водопровідних трубопроводах.

звичайно, в подібних потоках прискорення сили тяжіння  $g_n = g_m$ , критерій Фруда дещо спрощується

$$\frac{V_H^2}{l_H} = \frac{V_M^2}{l_M} = F_r. \quad (1.153)$$

Перехід від моделі до натурі в цьому випадку може бути виконаний по слідуючим залежностям.

для швидкості

$$\frac{V_H^2}{V_M^2} = \frac{l_H}{l_M} = M_l, \quad \text{або} \quad V_H = V_M \sqrt{M_l}, \quad (1.154)$$

для витрати

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{\omega_H V_H}{\omega_M V_M} = M_l^2 \sqrt{M_l}, \quad \text{або} \quad Q_H = Q_M M_l^2 \sqrt{M_l}, \quad (1.155)$$

для часу, так як

$$\begin{aligned} V_H &= \frac{l_H}{t_H}; \quad V_M = \frac{l_M}{t_M}; \quad \frac{V_H}{V_M} = \frac{l_H l_M}{t_H t_M}, \quad \frac{t_H l_M}{t_M l_H} = \frac{V_M}{V_H}, \\ \text{то} \quad \frac{t_H}{t_M} &= \frac{V_M l_H}{V_H l_M}, \quad t_H = t_M \sqrt{M_l}, \end{aligned} \quad (1.156)$$

**Критерій Рейнольдса  $R_e$**  — цей критерій застосовується при моделюванні руху рідин в трубопроводах, каналах і річках, де переважають сили тертя (в'язкості), а тому закон гідромеханічної подібності описується такою залежністю

$$\frac{\text{Сил інерції}}{\text{Сил тяжіння}} = \frac{\rho l^2 V^2}{\mu l V} = \frac{V l}{\nu} = R_e = \text{idem}. \quad (1.157)$$

Тут сили тертя знайдені за залежністю (1.6).

Таким чином, при перевазі сили тертя потоки будуть схожими якщо критерій Рейнольдса для обох потоків однаковий, тобто

$$R_{e_n} = R_{e_m} \quad \text{або} \quad \frac{V_H l_H}{\nu_H} = \frac{V_M l_M}{\nu_M}. \quad (1.158)$$

Перехід від моделі до натурі в цьому випадку може бути виконаний за наступними формулами при  $\nu_n = \nu_m$

$$V_H = \frac{V_M}{M_l}; \quad Q_H = Q_M M_l; \quad t_H = t_M M_l^2, \quad (1.159)$$

де  $V_n$ ,  $Q_n$ ,  $t_n$  — відповідно, швидкість, витрата та час в натурі.

#### 1.3.10.3 $\pi$ - Теорема і її застосування

В тих випадках, коли не можливо отримати теоретичні залежності для описання гідравлічних явищ, вдаються до методу аналізу розмірностей ( $\pi$  — теорема), який дозволяє встановити структуру формули, яка пов'язує фізичні фактори гідравлічного явища, що досліджується. [14]

$$\frac{l_H}{l_M} = M_l; \quad \frac{\omega_H}{\omega_M} = M_\omega = M_l^2; \quad \frac{W_H}{W_M} = M_W = M_l^3, \quad (1.148)$$

де  $M_l$  - лінійний масштаб моделюванні індекси "н" і "м" позначають величини натурі і моделі

**Кінематична подібність потоків** - це геометрична подібність переміщень частинок рідини і вона описується такими співвідношеннями

$$\frac{t_H}{t_M} = M_t; \quad \frac{V_H}{V_M} = M_V; \quad \frac{a_H}{a_M} = M_a, \quad (1.149)$$

де  $M_t$ ,  $M_V$ ,  $M_a$  - масштаби моделювання, відповідно, часу, швидкостей і прискорень.

**Динамічна подібність потоків** - це подібність в натурі і на моделі сил, що описується таким співвідношенням

$$\frac{F_H}{F_M} = \frac{P_H}{P_M} = \frac{T_H}{T_M} = M_F = idem, \quad (1.150)$$

де  $F$ ,  $P$ ,  $T$  - відповідно, сили інерції, тяжіння і в'язкості.

### 1.3.10.2 Критерії подібності

**Критерій Ньютона  $N_e$**  - він є основним критерієм (основним законом) гідромеханічної подібності потоків, згідно з ним всі сили (тяжіння, тиску, інерції, тертя і поверхневого натягу), під дією яких відбувається те чи інше гідравлічне явище повинні бути в такому співвідношенні

$$\frac{F_H}{F_M} = \frac{m_H a_H}{m_M a_M} = \frac{\rho_H l_H^2 V_H^2}{\rho_M l_M^2 V_M^2} \quad \text{або} \quad \frac{F_H}{\rho_H l_H^2 V_H^2} = \frac{F_M}{\rho_M l_M^2 V_M^2} = N_e, \quad (1.151)$$

Рівняння (1.151) є очевидним якщо зробити заміну та на  $\rho l^3 / c^2$  де  $F_H$  і  $F_M$ ,  $\rho_H$  і  $\rho_M$ ,  $l_H$  і  $l_M$ ,  $V_H$  і  $V_M$  - відповідно, сили, густини, довжини і швидкості в натурі і на моделі;  $N_e$  - критерій Ньютона.

Таким чином, в динамічно подібних потоках між діючими силами повинно бути постійне співвідношення, яке називається **критерієм Ньютона**.

Так як вплив вищеназваних сил, через різну їх фізичну природу, може проявлятися неоднаково, встановлюються частинні критерії подібності для випадків, коли в якості переважаючої приймається якась одна з діючих сил.

**Критерій Фруда,  $F_r$**  - це є один із окремих випадків критеріїв подібності і застосовується він коли переважаючими є сили тяжіння. Наприклад, при моделюванні явищ витікання рідин із отворів і насадок, переливу їх через водозливи, де переважаючими є сили тяжіння, а сили поверхневого натягу і в'язкості є знехвалювано малими, тоді й застосовується критерій Фруда, який виражається таким чином

$$\frac{\text{Сили інерції}}{\text{Сили тяжіння}} = \frac{\rho l^2 V^2}{\rho l^3} = \frac{V^2}{gl} = F_r = idem. \quad (1.152)$$

Таким чином, при перевазі сил тяжіння потоки будуть подібними, якщо будуть однаковими числа Фруда для натурі і для моделі, тобто  $F_{r_H} = F_{r_M}$ . Так як,

дах (під напором). Безнапірні потоки мають вільну поверхню, тобто вони торкаються твердих стінок лише на частині периметра. Прикладом такого руху є рух води в каналах. Він здійснюється завдяки нахилу дна каналу, дії сили тяжіння та текучості рідин. В гідравлічних струминах потік з усіх боків оточений вільною поверхнею. Прикладами гідравлічних струмин є струмини дощувальної техніки, пожежних брандспойтів. Рух рідини в цьому випадку здійснюється за рахунок напору на вихідному насадку.

При вивченні руху рідин найбільшого поширення здобула **струминкова модель** їх руху, яка базується на методі Ейлера. Згідно з цим шлях руху окремої частинки рідини за певний проміжок часу називається **траєкторією руху** цієї частинки (рис. 1.23, а).

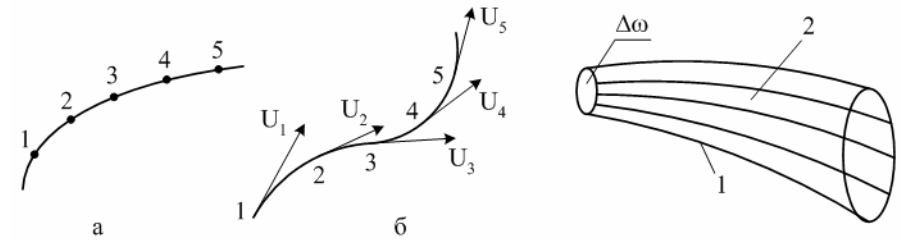


Рис. 1.23 Схема руху частинок рідини: а – траєкторія частинок рідини (1, 2, 3 і т.д. – положення частинки в певні моменти часу); б – лінія течії (1,2,3 – точки в рідині;  $u_1$ ,  $u_2$ ,  $u_3$  ... - вектори швидкості в точках).

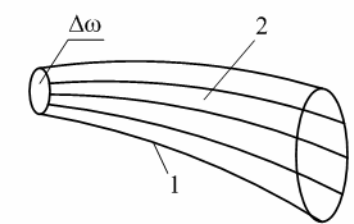


Рис. 1.24 Схема струминкової моделі руху рідини: 1 – трубка течії; 2 – елементарна струминка рідини.

Якщо в рухомій рідині провести лінію через ряд точок таким чином, що в кожній з них вектор швидкості в даний момент часу буде дотичною до цієї лінії, то отримаємо **лінію течії** (рис. 1.23, б).

Підкреслимо, що різниця між траєкторією руху частинки і лінією течії полягає в тому, що траєкторія руху зображає шлях пройдений частинкою рідини за певний проміжок часу, а лінія течії — це миттєва характеристика потоку, яка зв'язує різні частинки рідини, що лежать на лінії течії в даний момент, і показує напрям вектора швидкості частинки в цей момент. При сталому русі рідини траєкторія руху частинки рідини співпадає з лінією течії.

Якщо в рухомій рідині провести замкнутий контур, що обмежує елементарну площу  $\Delta \omega$ , і через усі точки цього контуру провести лінії течії, то утвориться **трубка течії** (рис. 1.24). Рідина, яка знаходиться усередині трубки течії, у вигляді пучка ліній течії, називається **елементарною струминкою рідини**.

### 1.3.2 Потік рідини та його елементи

Потік рідини характеризується рядом геометричних та гідравлічних його параметрів, якими користуються при конструюванні русл та гідравлічному розрахунку потоків. Основними елементами потоків рідини є русло, живий переріз, змочений периметр, гідравлічний радіус, витрата рідини, середня швидкість руху рідини.

**Русло потоку** – це тверді поверхні, які обмежують потік рідини знизу (дно, схили).

**Живий переріз**  $\omega$ , м<sup>2</sup> - це площа перерізу потоку перпендикулярна до загальної поздовжньої його течії (рис. 1.25)

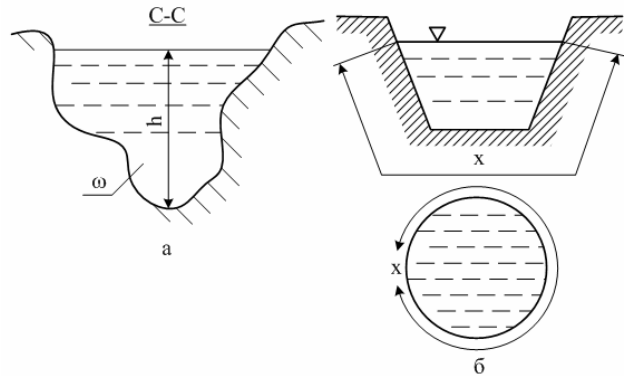


Рис. 1.25 Схеми: а – живого перерізу потоку; б – змоченого периметра трапецієподібної і круглої форм перерізу потоку.

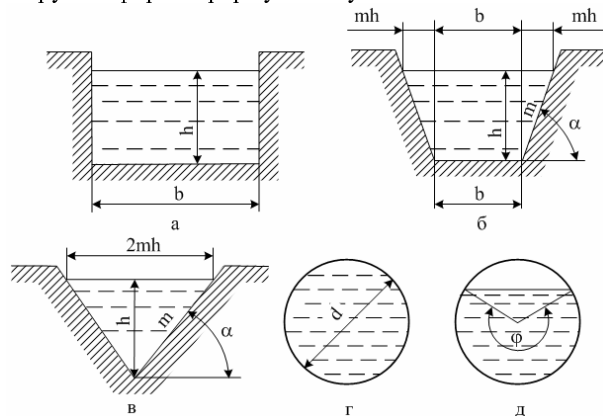


Рис. 1.26. Схеми до визначення гідравлічних характеристик потоків з поперечним перерізом: а – прямокутним; б – трапецієподібним; в – трикутним; г - круглим; д – сегментним.

швидкості.

Оскільки побудова епюри дотичних напружень ускладнена, то тут, як і в більшості літературних джерел з гідравліки, вона не наводиться.

Епюра розподілу швидкостей при турбулентному режимі руху рідини у відкритому руслі показана на рисунку 1.37, б.

Характер розподілу швидкостей при цьому описується порівняно складним рівнянням:

$$u_x = V \frac{\ln(1 + \beta / \alpha)}{\ln \frac{1}{2} - 1}, \quad (1.147)$$

де  $u_x$  - місцева осереднена швидкість в довільній точці;  $\beta$  - відносна глибина,  $\beta = y/h$ ; де  $y$  - відстань від вільної поверхні до точки, яка розглядається;  $h$  - глибина потоку;  $\alpha$  - відносна шорсткість,  $\alpha = \Delta/h$ ; де  $\Delta$  - висота виступів шорсткості.

### 1.3.10 Гідромеханічна подібність

#### 1.3.10.1 Моделювання гідравлічних явищ

При вивченні гідравлічних явищ, пов'язаних з рухом рідин, застосовуються аналітичні (теоретичні) дослідження та розрахунки, а також експериментальні дослідження. Сполучення цих двох видів досліджень забезпечує високу надійність отримуваних результатів.

В цьому розділі розглядаються методичні підходи до проведення експериментальних досліджень.

Експериментальні дослідження гідравлічних явищ можна виконати в природних (натуральних) умовах, і на моделях, в лабораторних умовах. Проведення натуральних досліджень явищ на об'єктах, які проектується, взагалі неможливе, так як об'єкт відсутній в природі. Проведення досліджень на об'єктах аналогів в більшості неможливе, так як трудно їх підібрати, реальні об'єкти великі за розмірами і ін. Тому то при дослідженні гідравлічних явищ в більшості випадків єдиним методом досліджень є їх моделювання.

**Моделювання в гідродинаміці** – це дослідження гідродинамічних явищ чи процесів шляхом побудови і вивчення їх моделі. Слід визначити, що моделювання є однією з основних категорій теорії пізнання. Основною умовою моделювання гідравлічних процесів є дотримання подібності відповідних параметрів моделі і натури явища.

Сучасна теорія моделювання гідравлічних явищ базується на **законі гідромеханічної подібності**, встановленому І. Ньютоном в 1686р., у відповідності з яким вважається, що в механічно подібних потоках рідини (в натурі і на моделі) геометричні розміри, швидкості і діючі сили в схожих точках повинні знаходитись в однакових співвідношеннях.

Таким чином, складовими частинами гідромеханічної подібності є **геометрична, кінематична і динамічна подібність**.

**Геометрична подібність потоків** - це подібність лінійних розмірів  $l_n$  і  $l_m$ , площ  $\omega_n$  і  $\omega_m$  та об'ємів  $W_n$  і  $W_m$  у таких співвідношеннях

турбулентний режим).

**Другий випадок**  $\delta_{л.н.} = \Delta$ , тобто товщина ламінарної плівки дорівнює висоті виступів шорсткості, такий рух називається **перехідною зоною**. Зрозуміло, що в цьому випадку можливе торкання основного потоку з виступами шорсткості

**Третій випадок**  $\delta_{л.н.} < \Delta$ , тобто ламінарна плівка зникає і основний турбулентний потік рухається безпосередньо торкаючись виступів шорсткості — рух рідини називається **гідралічно шорстким**, або це називається квадратичною областю гідралічних опорів.

Слід відзначити, що абсолютна шорсткість труб не залишається постійною в процесі експлуатації трубопроводів. Спочатку їх, використання нові труби мають певну шорсткість, яка внаслідок відшліфування рухомим потоком, з включеннями в ньому, зменшується, а потім, внаслідок явищ кристалізації, шорсткість труб збільшується впритул до повного “заростання” трубопровода.

Що стосується структури потоку при турбулентному режимі руху рідини в круглому трубопроводі, то швидкості в ньому розподіляються більш рівномірно, будучи по абсолютному значенню більшими, ніж при ламінарному режимі руху (рис. 1.37).

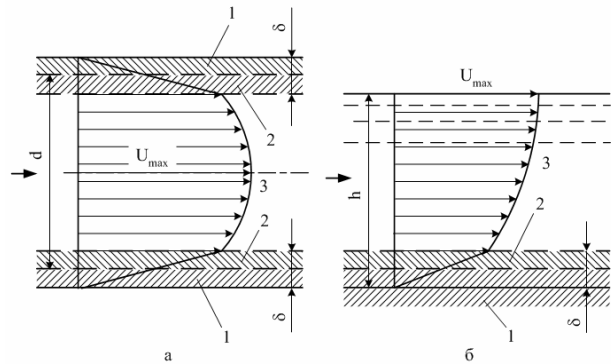


Рис. 1.37 Схема розподілу швидкостей при турбулентному режимі руху рідини: а-в трубопроводі; б - у відкритому каналі; 1 - ламінарна плівка; 2 - перехідний шар; 3 - ядро турбулентної течії.

Фігура розподілу швидкостей в перерізі трубопроводу наближається до криволінійної трапеції (див. рис. 1.37, а), а в центрі трубопроводу швидкості взагалі близькі між собою і середня швидкість  $V = (0,75 \dots 0,9) U_{\max}$ . Дотичні напруження розподіляються по більш складному закону, ніж при ламінарному режимі.

Загальні дотичні напруження  $\tau_{\text{турб.}}$  складаються з двох складових

$$\tau_{\text{турб.}} = \tau_1 + \tau_2, \quad (1.145)$$

де  $\tau_1$  - дотичні напруження обумовлені в'язкістю рідини, визначаються залежністю (1.7);  $\tau_2$  - дотичні напруження, обумовлені тертям, внаслідок інтенсивного перемішування рідини. За теорією Прандтля-Кармана:

$$\tau_2 = \rho l^2 (du/dh)^2, \quad (1.146)$$

де  $\rho$  - густина рідини;  $l$  - довжина шляху перемішування;  $du/dh$  - градієнт

Площа живого перерізу найбільш розповсюджених його форм (рис. 1.26) визначається за формулами, що наводяться в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 Формули для визначення гідралічних елементів потоку рідини ( $\omega$ ,  $\chi$ ,  $R$ )\* [1]

Форма поперечного перерізу	Схема, рис. 1.26	Площа поперечного перерізу, $\omega$ , м <sup>2</sup>	Довжина змоченого периметра, $\chi$ , м	Гідралічний радіус, $R$ , м
Прямокутна	а	$b \cdot h$	$2h + b$	$\frac{bh}{2h + b}$
Трапецеїдальна	б	$(b + mh)h$	$b + 2h\sqrt{1 + m^2}$	$\frac{h(mh + b)}{b + 2h\sqrt{1 + m^2}}$
Трикутна	в	$mh^2$	$2h\sqrt{1 + m^2}$	$\frac{mh}{2\sqrt{1 + m^2}}$
Кругла	г	$\pi r^2$ , або $\frac{\pi d^2}{4}$	$2\pi r$	$\frac{r}{2}$
Не повна кругла (сегментна)	д	$\frac{d^2}{8} \left( \frac{\varphi\pi}{180} - \sin\varphi \right)$	$\frac{\varphi\pi d}{360}$	$\frac{d}{4} \left( 1 - \frac{180 \sin\varphi}{\varphi\pi} \right)$

\*Примітка: в формулах наведено:  $h$  - глибина рідини;  $b$  - ширина дна;  $m = \text{ctg}\alpha$  - коефіцієнт закладання схилу;  $\varphi$  - центральний кут;  $d$  - внутрішній діаметр труби;  $r$  - внутрішній радіус труби.

**Змочений периметр  $\chi$ , м** — це та частина периметра живого перерізу потоку, на якій рідина торкається твердих стінок (тобто це довжина лінії перерізу поверхні русла) (рис. 1.25, б). Чим більше змочений периметр потоку, тим більше гідралічні опори при його русі, а значить більші втрати енергії. Довжина змоченого периметра найбільш розповсюджених форм поперечного перерізу (рис. 1.26) визначається за формулами, що наводяться в таблиці 1.2.

**Гідралічний радіус  $R$ , м** - це відношення площі живого перерізу  $\omega$  до змоченого периметра  $\chi$

$$R = \omega / \chi. \quad (1.93)$$

Формули для визначення гідралічного радіусу найбільш розповсюджених форм поперечного перерізу (рис. 1.26) наводяться в таблиці 1.2.

**Витрата рідини  $Q$ , м<sup>3</sup>/с** — це об'єм рідини, яка протікає через живий переріз потоку за одиницю часу.

Теоретично сказане обґрунтовується, якщо прийняти, що витрата рідини в елементарній струминці  $dQ = \frac{dW}{t}$ , тоді загальна витрата  $Q = \int_{\omega} \frac{dW}{t}$ , що в кінцевому результаті дає формулу

$$Q = \frac{W}{t}, \quad (1.94)$$

де  $W$  – об'єм рідини;  $t$  – час.

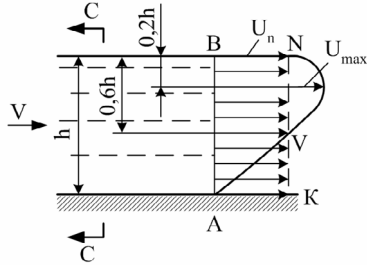


Рис. 1.27 Схема епюр дійсної і середньої швидкостей руху рідини у відкритому руслі (наприклад, в річці).

**Середня швидкість руху рідини  $V$ , м/с** – це фіктивна швидкість, з якою всі частинки рідини рухаються так, що кількість рідини, яка протікає через живий переріз, що розглядається, дорівнює дійсній кількості рідини, яка протікає через той же переріз при дійсних швидкостях руху. Дійсна швидкість руху рідини, наприклад в живому перерізі каналу, змінюється від поверхневої швидкості до максимальної на деякій глибині і далі до нуля біля дна каналу. На рисунку 1.27 показана епюра дійсних швидкостей (суцільна крива) і епюра середньої швидкості течії (пунктирна вертикальна лінія). Середня швидкість згідно з її визначенням буде

$$V = \frac{\int u d\omega}{\omega} = \frac{Q}{\omega} \quad (1.95)$$

де  $Q$  – витрата рідини;  $\omega$  – площа живого перерізу.

### 1.3.3 Рівняння нерозривності потоку рідини

Для обґрунтування рівняння нерозривності потоку рідини скористуємося такими міркуваннями. Будемо вважати, що розглядається потік нестискуючої рідини суцільний за структурою, а значить з плином часу зміни (збільшення або зменшення) її маси в об'ємі, який розглядається, не буде мати місця. Прослідкуємо за масою рідини, яка протікає через грані елементарного паралелепіпеда, виділеного у середині рухомої рідини (рис. 1.28, а).

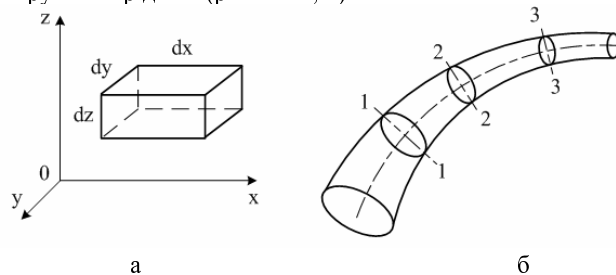


Рис. 1.28 Схеми до обґрунтування нерозривності потоку рідини: а – схема до виведення рівняння нерозривності потоку рідини; б – схема, яка ілюструє нерозривність потоку рідини.

Епюри швидкостей та дотичних напружень у відкритому безнапірному **плоскому** ламінарному потоці показано на рис. 1.35. Зауважимо, що плоским (двовірним) рухом вважається такий рух, при якому кінематичні характеристики залежать тільки від двох координат і не залежать від третьої

При доведенні рівняння епюри швидкостей розглядається рух виділеного на рисунку 1.35 відсіку ABCD, на підставі чого відшукуване рівняння має такий вигляд

$$u = \frac{gi}{2\nu} Z(2h - Z), \quad (1.142)$$

де  $i$  – нахил дна.

Таким чином, у відкритому потоці дійсні швидкості розподіляються по глибині потоку по параболі, максимальна швидкість буде мати місце на поверхні

$$u_{max} = \frac{gi}{2\nu} h^2. \quad (1.143)$$

Середня швидкість визначиться залежністю

$$V = \frac{2}{3} u_{max}, \quad (1.144)$$

Дотичні напруження змінюються по лінійному закону від нуля на поверхні потоку до  $\tau_0 = \rho g h i$  біля дна.

При турбулентному режимі руху рідини структура потоку більш складна. Біля стінок спочатку зберігається деякий шар рідини, яка рухається з малими швидкостями. Цей шар називається **ламінарною плівкою**. Товщина її справляє суттєвий вплив на розподіл швидкостей в потоці і відбувається це в поєднанні з шорсткістю стінок русла (рис. 1.36). Можливі три види цього співвідношення.

**Перший випадок**  $\delta_{л.н.} > \Delta$ , тобто виступи шорсткості втоплені в ламінарний плівці.

Завдяки цьому основна маса рідини не торкається виступів шорсткості, а рухається ковзаючи по пристійній ламінарній плівці і рух називається **гідралічно гладким** (не дивлячись, що розглядається

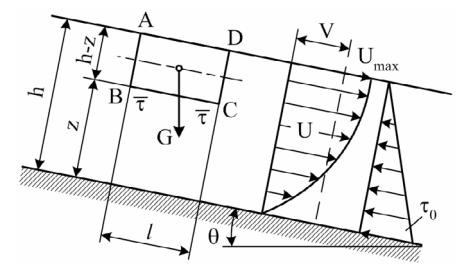


Рис. 1.35 Схема до обґрунтування ламінарного руху рідини у відкритому потоці:  $\theta$  – кут нахилу дна;  $h$  – глибина потоку; ABCD – відсік, що розглядається;  $l$  – довжина відсіку;  $h-z$  – висота відсіку.

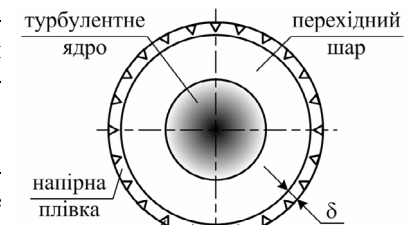


Рис. 1.36 Схема поперечного перерізу трубопроводу з турбулентним рухом рідини:  $\Delta$  – виступи шорсткості;  $\delta$  – товщина ламінарної плівки.



$$\rho g \frac{r}{2} I = -\mu \frac{du}{dr}, \quad (1.134)$$

звідки

$$du = -\frac{\rho g I}{2\mu} r dr = -\frac{dI}{2\nu} r dr, \quad (1.135)$$

де  $\nu = \mu / \rho$ .

Після інтегрування отримаємо:

$$u = -\frac{gI}{4\nu} r^2 + c. \quad (1.136)$$

Постійну інтегрування  $c$  знайдемо за умови, що  $r = r_0$ , а дійсна швидкість  $u = 0$ . Тоді  $c = gI r_0^2 / (4\nu)$ . Звідки

$$u = \frac{gI}{4\nu} (r_0^2 - r^2) \quad (1.137)$$

Отримане рівняння є рівнянням параболи. Таким чином, при ламінарному русі епюри дійсних швидкостей у трубопроводі мають вигляд параболи (рис. 1.34, а).

Замінімо в рівнянні (1.137)  $\nu = \mu / \rho$ , тоді для центральної струмни при  $z = 0$  отримаємо:

$$u_{\max} = \gamma \frac{I}{4\mu} r_0^2$$

Витрату рідини через трубопровід знайдемо з формули

$$Q = \int_0^{r_0} 2\pi r dr u = \int_0^{r_0} 2\pi r dr \frac{I}{4\mu} (r_0^2 - r^2) \gamma, \quad (1.138)$$

$$Q = \gamma \frac{\pi}{2} \cdot \frac{I}{\mu} \left( \frac{r_0^4}{2} - \frac{r_0^4}{4} \right) = \frac{\pi}{8} \gamma \frac{I}{\mu} r_0^4. \quad (1.139)$$

Звідки середня швидкість

$$V = \frac{Q}{\pi r_0^2} = \gamma \frac{I}{8\mu} r_0^2. \quad (1.140)$$

Середня швидкість буде

$$V = \frac{u_{\max}}{2}. \quad (1.141)$$

Закон розподілу дотичних напружень (епюру) встановимо за допомогою основного рівняння рівномірного руху  $\tau = \gamma R I$ . Для круглого перерізу  $R = d/4 = r/2$ , тоді рівняння прийме вигляд  $\tau = \gamma I r/2$ , тобто рівняння прямої, а для її побудови необхідні дві точки. При  $r = 0$ , тобто на вісі трубопроводу  $\tau = 0$ , при  $r = r_0$  (біля стінок трубопроводу)  $\tau = \max$ . (рис. 1.39, в).

Розпочнемо розгляд питання з напрямку, який співпадає з напрямком вісі ОХ.

Припустимо зворотнє, тобто, що при протіканні рідини через грані паралелепіпеда кількість маси рідини зміниться. Тоді через ліву грань паралелепіпеда рідина втікає в нього з швидкістю  $u_x$ , а через праву грань витікає з швидкістю  $u_x + \partial U_x dx / \partial x$ .

Величина зміни кількості маси за одиницю часу в паралелепіпеді в напрямку, який співпадає з віссю ОХ, складе

$$dM_x = \rho u_x dydz - \rho \left( u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x} dx \right) dydz = -\rho \frac{\partial u_x}{\partial x} dx dydz. \quad (1.96)$$

Аналогічно з цим, зміна кількості маси за одиницю часу по другим напрямкам складе

$$dM_y = -\rho \frac{\partial u_y}{\partial y} dx dy dz; \quad dM_z = -\rho \frac{\partial u_z}{\partial z} dx dy dz. \quad (1.97)$$

Але за умовою нерозривності  $dM = dM_x + dM_y + dM_z = 0$

$$dM = -\rho dx dy dz \left( \frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = 0. \quad (1.98)$$

Величини  $\rho, dx, dy, dz$  не дорівнюють нулю. Отже

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0. \quad (1.99)$$

Рівняння (1.99) називається рівнянням **нерозривності в диференціальному вигляді** (рівняння Л.Ейлера) для довільного руху нестиснутої рідини.

Для потенціального руху нестискуваної рідини існує функція  $\phi(x, y, z)$ , яка називається **потенціалом швидкості**, частинні похідні якої по координатним вісям дорівнюють відповідним проекціям швидкості:

$$u_x = \frac{\partial \phi}{\partial x}, \quad u_y = \frac{\partial \phi}{\partial y}, \quad u_z = \frac{\partial \phi}{\partial z}. \quad (1.100)$$

З врахуванням цього рівняння нерозривності (1.99) можна записати так:

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0, \quad (1.101)$$

Рівняння (1.101) називається **рівнянням Лапласа**.

Якщо в потоці рідини взяти перерізи 1-1, 2-2 і 3-3 (рис. 1.33, б), то для кожного з них буде справедливим рівняння (1.101) розв'язане відносно витрати рідини  $Q = \omega V$ , тобто:

$$Q_1 = \omega_1 V_1, \quad Q_2 = \omega_2 V_2; \quad Q_3 = \omega_3 V_3, \quad (1.102)$$

Так як для усіх живих перерізів потоку, який розглядається, величина  $Q$  постійна, то  $Q_1 = Q_2 = Q_3$ , а

$$\omega_1 V_1 = \omega_2 V_2 = \omega_3 V_3, \quad (1.103)$$

що справедливо при нерозривності потоку нестискуючої рідини.

Таким чином в будь-якому перерізі потоку рідини її витрата  $Q$  визначається залежністю

$$Q = \omega V, \quad (1.104)$$

де  $\omega$  - площа живого перерізу;  $V$  - середня швидкість руху рідини.

### 1.3.4 Основне рівняння гідродинаміки (рівняння Д. Бернуллі)

Рівняння, про яке йтиметься нижче, є теоретичним обґрунтуванням руху рідин, а тому і вважається основним рівнянням гідродинаміки. Воно встановлює зв'язок між висотним положенням потоку рідини відносно площини порівняння, тиском і швидкістю руху рідини в будь-якому перерізі потоку. Рівняння називається ім'ям Д. Бернуллі (швейцарця за походженням), так як ним було вперше встановлено зв'язок між тиском і швидкістю рідини в потоці. Вперше було опубліковано в 1738 р.

В тому вигляді, в якому ми будемо розглядати, рівняння було сформульовано пізніше, але Д. Бернуллі було віддано належне і рівняння на його честь назване його ім'ям.

За уже усталеною методикою, спочатку розглянемо рівняння стосовно елементарної струминки ідеальної (нев'язкої), а потім реальної (в'язкої) рідини.

Для цього виділимо в рухомій рідині нескінченно малих розмірів паралелепіпед (рис. 1.29) Складемо рівняння руху паралелепіпеда вздовж вісі ОХ скориставшись при цьому методом Ейлера (див. підрозділ 1.2.2). Згідно з рисунком 1.8.

на паралелепіпед зліва діє сила  $p dydz$ , а справа -  $\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx\right) dydz$  і масова сила  $\rho dx dy dz X$ . Якщо до названих сил додати силу інерції зі зворотним знаком, то згідно принципу Даламбера можна вважати, що паралелепіпед знаходиться в стані рівноваги.

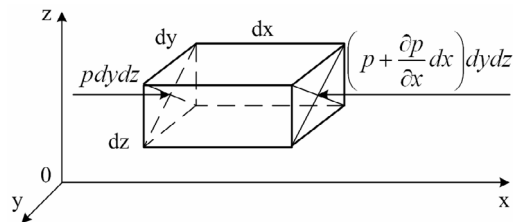


Рис. 1.29 Схема до виведення рівняння Д. Бернуллі.

Складові сил інерції по координатним вісям описуються так

$$\rho dx dy dz \frac{du_x}{dt}; \quad \rho dx dy dz \frac{du_y}{dt}; \quad \rho dx dy dz \frac{du_z}{dt}. \quad (1.105)$$

Якщо рівняння (1.105) віднести до одиниці маси, розділивши їх на  $\rho dx dy dz$ ,

де  $V$  - середня швидкість руху рідини;  $d$  - діаметр трубопроводу;  $\nu$  - кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини.

Режим руху рідини встановлюється по критичному числу Рейнольдса, яке для круглих трубопроводів становить  $Re_{кр.} = 2320$ .

В каналах і руслах не круглого поперечного перерізу

$$Re_{кр.} = \frac{VR}{\nu}, \quad (1.133)$$

де  $R$  - гідравлічний радіус,  $R = d/4$ .

Критичне число Рейнольдса для не круглих перерізів  $Re_{кр.нкр.} = 300 \dots 500$ .

Отже, для встановлення режиму руху рідини необхідно співставити фактичне число Рейнольдса, яке визначається за формулами (1.132) або (1.133), з критичним, якщо фактичне  $Re < Re_{кр.}$ , то рух ламінарний, якщо ж  $Re > Re_{кр.}$  - рух рідини турбулентний.

Розглянемо механізм явищ, які відбуваються в потоці рідини при різних режимах її руху. Русло, по якому рухається рідина (труба чи відкритий потік) завжди має певну шорсткість.

Розглянемо ламінарний рівномірний рух рідини в горизонтальному циліндричному трубопроводі радіусом  $r_0$ , і встановимо характер розподілу швидкостей та дотичних напружень в потоці при цьому. При ламінарному режимі рідина рухається окремими шарами. Виступи шорсткості завжди втоплені в ламінарному пристінному шарі, тобто основний потік не торкається виступів шорсткості, а тому рух при цьому буде завжди *гідравлічно гладким*.

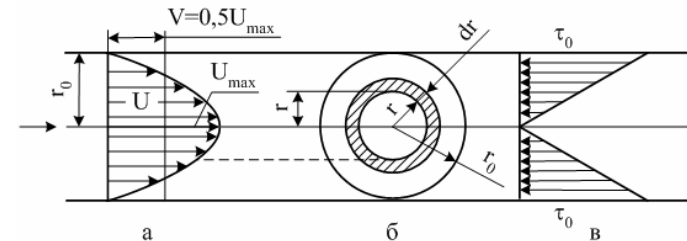


Рис. 1.34 Схема до розгляду ламінарного руху рідини: а - епюра швидкостей (дійсної і середньої); б - концентричний, відносно вісі труби, безкінечно тонкий шар; в - епюра дотичних напружень.

Рух рідини в цьому випадку можна уявити як сукупність безкінечно тонких кільцевих концентричних, відносно вісі потоку, шарів, які переміщуються один відносно одного (сковзаються) (рис. 1.34, а, б).

Дотичні напруження, які виникають між шарами  $\tau = -\mu du/dr$ . З іншого боку, згідно з основними рівняннями рівномірного руху  $\tau = \rho g R I$ . Замінивши  $R = r/2$  отримаємо  $\tau = \rho g I (r/2)$ . Прирівняємо обидва рівняння.

### 1.3.9 Режими руху рідин

В інженерній практиці зустрічаються два режими руху рідин: **ламіна́рний** (від латинського *lamina* – шар) – рідина рухається окремими шарами (струминками) без перемішування, і **турбулентний** (від латинського *turbulentus* – безладний) – рідина рухається з перемішуванням частинок рідини, струминність потоку порушується.

Прикладами ламінарного руху рідин є рух рідин з великою в'язкістю, як то нафта, мазут, рух підземних вод в порах водоносних шарів і ін. Турбулентний режим руху рідин має місце при русі, наприклад, води в каналах, трубопроводах.

Це явище було проілюстроване в 1883 р. англійським фізиком О. Рейнольдсом на спеціальні установці (рис. 1.33).

При малому відкритті крана 3 потік в трубці 2 буде рухатися з малою швидкістю і якщо в нього по трубці 5 пустити барвник то він утворить прямолінійну струминку, яка не змішується з оточуючою рідиною. Такий рух називається **ламіна́рним** (рис. 1.33, а). При подальшому відкритті крана струмина барвника стане хвилеподібною (рис. 1.33, б), при ще більшому відкритті крана швидкість збільшиться і в серединці появляється розриви (рис. 1.33, в), а потім настане й повне руйнування струминки барвника тобто, барвник повністю змішається з рідиною в трубці 2 (рис. 1.33, г). Такий рух називається **турбулентним**.

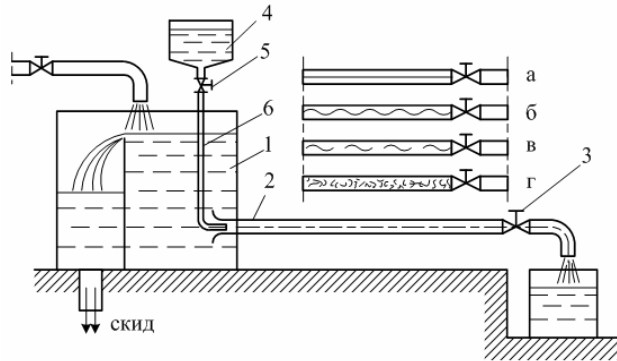


Рис. 1.33 Схема установки для дослідження режимів руху рідини: 1 - бак з рідиною; 2 - скляна трубка; 3 - кран; 4 - посудина з барвником; 5 - кран; 6 - трубка для барвника; а-ламінальний рух; б, в, г - турбулентний рух.

Швидкість при якій змінюється режим руху називається **критичною**.

Шляхом досліджень встановлено, що режим руху рідин характеризується числом значенням безрозмірного параметра, який називається **числом Рейнольдса**  $R_e$ . Для круглих перерізів воно визначається рівнянням

$$R_e = \frac{Vd}{\nu}, \quad (1.132)$$

то отримаємо:

$$-1 \frac{du_x}{dt}; -1 \frac{du_y}{dt}; -1 \frac{du_z}{dt}. \quad (1.106)$$

Добавивши до рівнянь рівноваги рідини (1.23) сили інерції одержимо диференціальні рівняння руху нев'язкої рідини (рівняння Ейлера)

$$X - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{du_x}{dt}; Y - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial y} = \frac{du_y}{dt}; Z - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{du_z}{dt}. \quad (1.107)$$

Помножимо складові рівнянь (1.107) відповідно на  $dx$ ,  $dy$ ,  $dz$  і складемо їх

$$(Xdx + Ydy + Zdz) - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) = \frac{du_x}{dt} dx + \frac{du_y}{dt} dy + \frac{du_z}{dt} dz, \quad (1.108)$$

Спростимо отримане рівняння (1.108) таким чином:

1. Вираз  $(Xdx + Ydy + Zdz)$  – будемо вважати повним диференціалом якоїсь функції  $\Pi$ , тобто:

$$d\Pi = Xdx + Ydy + Zdz \quad (1.109)$$

2. Вважаючи рух сталим, тобто  $p = f(x, y, z)$ , можна записати

$$dp = \frac{\partial p}{\partial x} dx + \frac{\partial p}{\partial y} dy + \frac{\partial p}{\partial z} dz \quad (1.110)$$

3. Так як  $u_x = \frac{dx}{dt}$ , то

$$\frac{du_x}{dt} dx = \frac{du_x}{dt} u_x dt = u_x du_x = d\left(\frac{u_x^2}{2}\right).$$

Аналогічно можна записати і для вісей  $Y$  і  $Z$

$$\frac{du_y}{dt} dy = d\left(\frac{u_y^2}{2}\right) \quad \text{і} \quad \frac{du_z}{dt} dz = d\left(\frac{u_z^2}{2}\right). \quad (1.111)$$

Підставивши отримані вирази в рівняння (1.108) одержимо:

$$d\Pi - \frac{1}{\rho} dp = \frac{1}{2} d(u^2), \quad \text{або} \quad \frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2} d(u^2) - d\Pi = 0. \quad (1.112)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} - \Pi = const. \quad (1.113)$$

Якщо рідина рухається тільки під дією зовнішньої сили тяжіння, то  $d\Pi = Zdz = -gdz$ . Звідсіль  $\Pi = -gz$ . Підставивши цей вираз в рівняння (1.113), отримаємо

$$\frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} + gz = const. \quad (1.114)$$

Розділимо рівняння (1.114) на  $g$ , віднісши його до одиниці ваги рідини, отримаємо:

$$Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{u^2}{2g} = \text{const} = H_r, \quad (1.115)$$

де  $H_r$  - гідродинамічний напір, м.

Для невязкої рідини рівняння (1.115), для двох перерізів 1-1 і 2-2, можна записати у вигляді рівності гідродинамічних напорів в цих перерізах  $H_{r1} = H_{r2}$ , або:

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g}. \quad (1.116)$$

Отримане рівняння є рівнянням Бернуллі для елементарної струминки невязкої рідини.

Для вязкої (реальної) рідини напір в будь-якому вищерозташованому перерізі завжди буде більше напору в нижчерозташованому, за течією, перерізі, так як частина енергії витрачається на подолання сил опору і рівняння (1.116) прийме вигляд

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{u_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{u_2^2}{2g} + h_b, \quad (1.117)$$

де  $h_b$  - втрати напору на подолання усіх опорів (сил вязкості і сил тертя рідини об поверхню русла)  $h_b = H_{r1} - H_{r2}$ .

Для потоку вязкої (реальної) рідини рівняння (1.117) можна застосувати при умові, якщо рух рідини буде сталим і плавномірним, тобто таким при якому кут розходження між сусідніми елементарними струминками буде настільки малим, що складовими швидкості в поперечному напрямку можна знехтувати. Тоді буде справедливим основний закон гідростатики, тобто величина  $Z = p/\gamma$  однакова в усіх точках перерізу.

Як говорилося вище (див. рис. 1.27) при русі рідини її швидкість досягає максимального значення в центральній частині потоку і зменшується до нуля біля дна русла. Нерівномірний розподіл швидкостей означає неоднакове скочвання елементарних струминок одних по одним. Враховуючи все це в рівняння Бернуллі вводиться середня швидкість руху рідини  $V$ . Для приведення результатів розрахунків по середній швидкості у відповідність з дійсними швидкостями вводиться коефіцієнт  $\alpha$ , який характеризує нерівномірність розподілу швидкостей по живому перерізу потоку і який є відношенням кінетичної енергії, вирахованої за дійсними швидкостями руху, до енергії вирахованої за середньою швидкістю руху рідини в тому ж перерізі, тобто:

$$\alpha = \frac{\int u^2 dm}{MV^2}, \quad (1.118)$$

де  $m$  - маса рідини;  $u$  і  $V$  - відповідно дійсна і середня швидкості руху рідини.

вий переріз  $\omega$ , середня швидкість  $V$  та глибина потоку  $h$ .

Метою розгляду цього рівняння є встановлення залежності між силами опору і втратами напору по довжині потоку.

Виділимо в потоці рідин, яка рухається рівномірно, деякий об'єм в формі циліндра довжиною  $l$  (рис. 1.32).

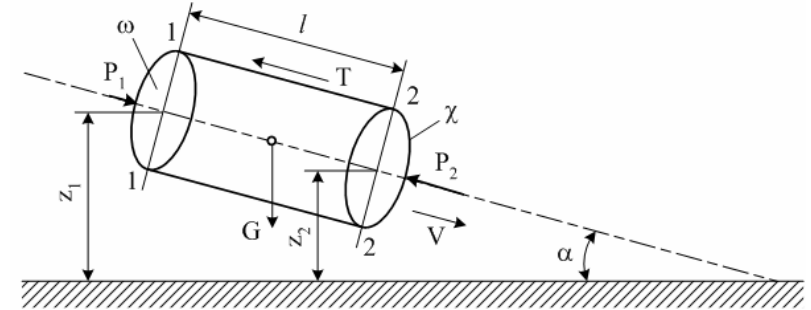


Рис. 1.32 Схема до виведення основного рівняння рівномірного руху рідини.

Рівняння рівноваги циліндра буде мати вигляд

$$p_1 - p_2 - T + G \cdot \sin \alpha = 0, \quad (1.127)$$

$$\text{або} \quad (p_1 - p_2)\omega - \tau\chi l + \rho g l \omega \sin \alpha = 0, \quad (1.128)$$

де  $p_1, p_2$  - середній тиск в перерізах 1 і 2, Па;  $\omega$  - площа перерізу, м<sup>2</sup>;  $\tau$  - середнє дотичне напруження, Па;  $\chi$  - змочений периметр, м;  $\alpha$  - кут нахилу вісі циліндра до горизонтальної поверхні.

Розділивши рівняння (1.128) на  $\rho g \omega l$  та підставивши значення  $\sin \alpha = (Z_1 - Z_2)/l$  отримаємо:

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g l} - \tau \frac{\chi}{\rho g \omega} + \frac{Z_1 - Z_2}{l} = 0, \quad (1.129)$$

звідкіля

$$\tau \frac{\chi}{\rho g \omega} = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + Z_1 - Z_2. \quad (1.130)$$

Права частина рівняння (1.130) є гідрравлічним нахилом  $I$ , а відношення  $\frac{\chi}{\omega} = \frac{1}{R}$ , тоді

$$\tau = \rho g R I. \quad (1.131)$$

Рівняння (1.137) є **основним рівнянням рівномірного руху**. Воно показує, що робота зовнішніх сил прикладених до деякого об'єму рідини, завжди дорівнює роботі сил тертя.

які робилися при його виведенні. Рівняння застосовується для сталого плавного руху рідини, тобто руху, при якому швидкість і напір (тиск) залежать лише від координат точки в рідині і незмінні з течією часу, а швидкість частинок рідини постійна вздовж їх траєкторій при незначній крутизні ліній течії. Цим вимогам відповідають потоки рідин в трубопроводах, каналах і в інших гідравлічних системах.

**Другою умовою**, можна вважати те, що рівняння Бернуллі застосовується до поперечного перерізу потоку рідини в цілому, а не до окремих його точок. Це правило обґрунтовується гідростатичним законом розподілу тиску в будь-якому перерізі рухомої рідини, тобто  $Z + p/\gamma = \text{const}$ .

**Третьою умовою** слід вважати деякі обмеження (поради) що до вибору поперечних перерізів. Саме в вибраних перерізах повинна витримуватись вимога що до плавного змінності руху рідини, а між ними рух може бути і різко змінним. Поперечні перерізи та площину порівняння слід призначати таким чином, та в тих місцях, щоб найбільша кількість величин були відомими, їх значення дорівнювали б нулю, або були пошуковими.

Як приклад, розглянемо випадок, коли рідина з відкритого резервуара з постійним її рівнем в ньому витікає через горизонтальну трубу  $d = 100$  мм (рис. 1.31). Напір над віссю труби  $H = 4$  м, витрата рідини  $Q = 25$  л/с. Необхідно знайти втрати напору  $h_b$ .

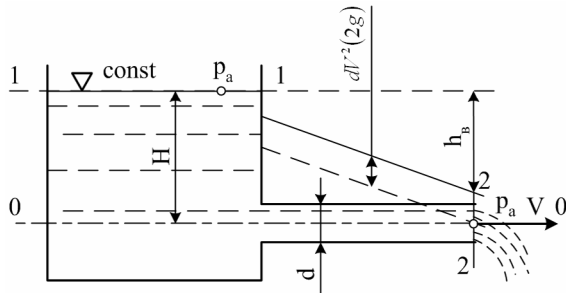


Рис. 1.31 Схема до прикладу застосування рівняння Бернуллі поверхні рідини.

Розв'яжемо задачу з застосуванням рівняння Бернуллі в такій послідовності. Виберемо площину порівняння і два живих перерізи з врахуванням вищенаведених рекомендацій. В нашому випадку площину порівняння О-О доцільно прийняти по вісі труби, а перший переріз доцільно прийняти на вільній поверхні рідини. Тоді  $Z_1 = H$ ,  $P_1 = P_a$ ,  $V_1 \approx 0$  (тому що в порівнянні зі швидкістю рідини в трубі швидкість в резервуарі буде незначною). Другий переріз приймемо на виході з труби. Тоді  $Z_2 = 0$ ,  $P_2 = P_a$ ;  $V_2 = V$ . Підставивши значення величин в рівняння Бернуллі одержимо

$$h_b = H - \frac{\alpha V^2}{2g} = H - \frac{\alpha Q^2 \cdot 16}{2g\pi^2 d^4} = H - \frac{8\alpha Q^2}{g\pi^2 d^4} = 4 - \frac{8 \cdot 1,1 \cdot 0,025^2}{9,81 \cdot 3,14^2 \cdot 0,14} = 3,432 \text{ м}$$

### 1.3.8 Основне рівняння рівномірного руху рідин

Як відмічалось в підрозділі 1.3.1 при рівномірному русі незмінними є жи-

Таким чином, для двох перерізів в потоці в'язкої (реальної) рідини, з врахуванням вищенаведених положень, рівняння Бернуллі буде мати такий вигляд

$$Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g} + h_b, \quad (1.119)$$

де  $Z_1, Z_2$  - висотне положення перерізів відносно площини порівняння;  $p_1, p_2$  - гідростатичний тиск, відповідно, в першому і другому перерізах;  $\gamma$  - питома вага рідини ( $\gamma = \rho g$ );  $\alpha$  - коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу швидкостей по живому перерізу потоку ( $\alpha = 1,05 \dots 1,1$ );  $V_1, V_2$  - середня швидкість руху рідини, відповідно в першому і другому перерізах;  $g$  - прискорення вільного падіння;  $h_b$  - втрати напору при русі рідини від першого до другого перерізу.

Кожна з величин, які входять до рівняння Бернуллі (1.119) може змінюватися, але їх сума в кожному перерізу є постійною, тобто:

$$Z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha V^2}{2g} = \text{const}. \quad (1.120)$$

### 1.3.5 Геометричне зображення (інтерпретація) рівняння Бернуллі

**Геометричне зображення** рівняння Бернуллі полягає в тому, що величини, які відповідають значенням його членів зображаються відрізками ліній, оскільки всі члени рівняння мають лінійну розмірність. В потоці рідини, на відстані  $l$  один від одного намітимо два перерізи 1-1 (вище за течією) і 2-2 (нижче за течією) (рис. 1.30).

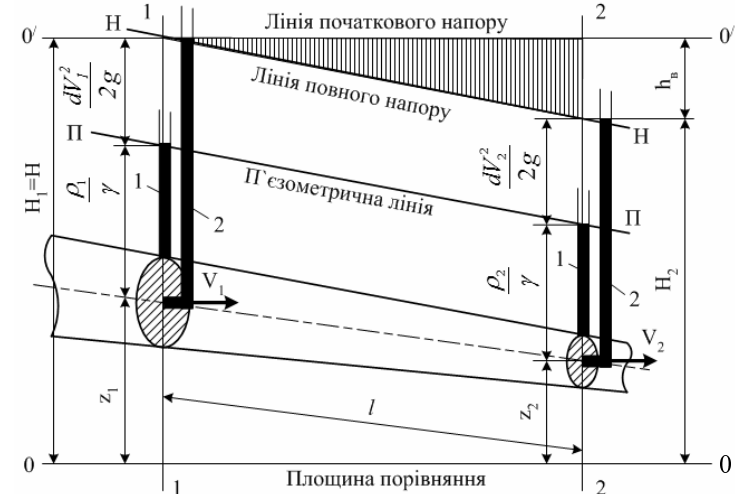


Рис. 1.30 Графічне зображення рівняння Д. Бернуллі: 1 – пьезометри; 2 – трубки Піто.

У відповідності з цим величини в першому перерізі позначимо індексами 1, а в другому – 2. Якщо за площину порівняння взяти довільну площину 0-0 то відстань від неї до центра тяжіння живих перерізів, відповідно, буде  $Z_1$  і  $Z_2$ , тобто буде зображати перший член рівняння Бернуллі. Встановимо в перерізах п'єзометри, рідина в них підніметься, відповідно, на висоту  $p_1/\gamma$  і  $p_2/\gamma$ , що в свою чергу, є п'єзометричною висотою в цих перерізах, яка відповідає гідростатичному тиску в них. Таким чином геометрично зображається другий член рівняння Бернуллі. Встановимо в перерізах швидкісні трубки (трубки Піто) з загнутими, під прямим кутом, нижніми відкритими кінцями напрямленими проти течії. Рідина в них підніметься вище ніж в п'єзометрах на висоту, яка відповідатиме третьому члену рівняння Бернуллі, а саме  $V_1^2/2g$  і  $V_2^2/2g$ . Різниця рівнів рідини в трубках Піто в першому і другому перерізах дорівнює втратам повного напору  $h_b$ . З урахуванням цього рівняння Бернуллі (1.119) можна записати у такому вигляді

$$H_{\Gamma_1} = H_{\Gamma_2} + h_b = H_{\Gamma}, \quad (1.121)$$

тобто для любого потоку величина  $H_{\Gamma}$  – залишається постійною.

Лінія проведена через рівні рідини в першому і другому п'єзометрах називається **п'єзометричною лінією** П-П. Падіння (зниження) п'єзометричної лінії на одиницю довжини потоку називається п'єзометричним нахилом, який описується таким рівнянням:

$$I_p = \frac{\left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma}\right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma}\right)}{l} = \frac{h_{bp}}{l}, \quad (1.122)$$

де  $l$  – відстані між першим і другим перерізами (довжина потоку);  $h_{bp}$  - втрати п'єзометричного напору.

П'єзометричний нахил може бути як позитивним так і негативним. Сума  $\left(Z + \frac{p}{\gamma}\right)$  називається **п'єзометричним (потенціальним) напором**. Лінія проведена через рівні рідини в першій і другій трубках Піто називається **лінією повного, або гідродинамічного напору Н-Н**. Її падіння на одиницю довжини потоку називається **гідралічним нахилом** і виражається рівнянням

$$I = \frac{\left(Z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha V_1^2}{2g}\right) - \left(Z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha V_2^2}{2g}\right)}{l}, \quad (1.123)$$

або скорочено можна записати

$$I = \frac{H_{\Gamma_1} - H_{\Gamma_2}}{l} = \frac{h_b}{l}, \quad (1.124)$$

де  $h_b$  - втрати повного напору при русі рідини від першого до другого перерізу.

Лінія повного напору Н-Н може тільки знижуватися, так як повна енергія при русі потоку рідини постійно витрачається.

При рівномірному русі рідини лінія повного напору Н-Н буде паралельною п'єзометричній лінії П-П і гідралічний нахил буде дорівнювати п'єзометричному  $I = I_p$ . Для нев'язкої (ідеальної) рідини лінія повного напору Н-Н буде паралельна площині порівняння і співпадати з лінією початкового напору (див. рис. 1.30) тобто  $h_b = 0$ .

### 1.3.6 Фізична суть рівняння Бернуллі

Фізична суть рівняння Бернуллі полягає в тому, що воно описує той чи інший вид питомої енергії, в поперечному перерізі рухомої рідини, тобто енергії, яка припадає на одиницю ваги рідини, що нами було обґрунтовано при виведенні рівняння (1.115). З рівняння Бернуллі (1.119) видно, що повна питома енергія потоку рідини складається з питомої енергії положення  $Z$ , питомої енергії тиску  $p/\gamma$  і питомої кінетичної енергії  $\alpha V^2/(2)$ , а також що повна енергія зменшується по довжині потоку в напрямку руху рідини із-за подолання сил тертя.

Два перших члени рівняння Бернуллі  $Z + p/\gamma = H_{\Gamma}$  зображають потенціальну питому енергію  $E_p$ , третій член  $V^2/(2g)$  – кінетичну питому енергію  $E_k$ , що не складає труднощів обґрунтувати це.

Візьмемо масу рідини  $M$ , яка рухається зі швидкістю  $V$ . Вага її буде  $G = mg$ .

Кінетична енергія, як відомо, описується рівнянням  $E_k = mV^2/2$ . Так як нашою метою є довести, що енергія  $E_k$  є питомою, тобто  $E_{k, \text{пит.}}$ , то віднесемо її до ваги, тобто

$$E_{k, \text{пит.}} = \frac{E_k}{G} = \frac{mV^2/2}{mg} = \frac{V^2}{2g}. \quad (1.125)$$

Таким чином,  $V^2/(2g)$  є питома кінематична енергія.

Повний напір  $H$  являє собою суму потенціального і швидкісного напорів, або повну питому енергію рухомої рідини, тобто

$$H = E_{\text{пит.полож.}} + E_{\text{пит.тиску}} + E_{\text{пит.кін.}} = E_{\text{пит.пов.}}. \quad (1.126)$$

Таким чином, у відповідності з рівнянням Бернуллі повна питома енергія, яку несе потік рідини, в сумі з енергією, яка втрачається при її русі є постійною. Окремі види енергії, вздовж потоку, можуть змінюватися, але їх сума залишається незмінною в будь-якому його перерізі. Це дає змогу зробити висновок, що рівняння Бернуллі виражає відомий закон збереження енергії, стосовно руху рідини.

### 1.3.7 Умови та приклади застосування рівняння Бернуллі

Рівняння Бернуллі широко застосовується при дослідженні гідралічних явищ, наприклад, таких як витікання рідини через отвори і насадки і ін. та при розв'язанні багатьох інженерних задач.

**Перша умова**, що до застосування рівняння Бернуллі витікає з допущень,

нормальної сили тиску на стінку АД в порівнянні із стінкою ВС є силою реакції  $R$ . Значення її знайдемо також за допомогою теореми кількості руху, замінивши кількість руху імпульсом сили

$$Rt = -M(V_2 - V_1), \quad (1.282)$$

де  $R$  – сила реакції;  $t$  – час;  $M$  – маса рідини, яка витікає за час  $t$ ;  $V_1$  – вертикальна швидкість руху рідини в посудині;  $V_2$  – горизонтальна швидкість витікання рідини з отвору.

Масова витрата рідини становить

$$m = \rho Q = \rho \omega \sqrt{2gH}. \quad (1.283)$$

Швидкістю в посудині  $V_1$  можна знехтувати, а швидкість  $V_2$  буде

$$V_2 = \phi \sqrt{2gH}. \quad (1.284)$$

З врахуванням сказаного, з (1.282) отримаємо

$$R = -mV_2 = -\rho QV_2 = -2\phi \rho \omega gH. \quad (1.285)$$

Прийнявши для ідеальних умов  $\mu = 1$  і  $\phi = 1$  отримаємо

$$R = -2\omega \rho gH, \quad (1.286)$$

де  $\omega \rho gH$  – сила гідростатичного тиску  $P$  на плоску поверхню.

Таким чином сила реакції при витіканні струмину із отвору дорівнює подвійній статичній силі тиску на площу, яка дорівнює площі отвору, тобто

$$R = -2P.$$

Якщо посудину, яка розглядається на рис. 1.62, встановити на колеса, то за певних умов вона буде рухатися з швидкістю  $V$  в напрямку протилежному витіканню рідини

Розглянута дія струмину використовується в реактивних гідротурбінах.

### 1.3.15 Рух рідин в каналах і інших відкритих руслах

**Канали** – це штучні русла, які відносяться до відкритих русел, тобто на вільній поверхні в них діє атмосферний тиск, а тому рух рідини в каналах безнапірний,

Прикладами їх є меліоративні та обводнювальні канали.

До інших відкритих русел відносяться річки, струмки, морські протоки.

В цьому розділі розглядаються канали з рівномірним рухом рідини, умовою якого є постійність: витрати рідини ( $Q = \text{const}$ ), живого перерізу ( $\omega = \text{const}$ ), гідравлічного нахилу  $I$ , однакового з нахилом дна каналу  $i$ , шорсткості русла (коефіцієнт шорсткості  $n = \text{const}$ ) та відсутність місцевих опорів. Цих умов можна досягти тільки в штучних руслах.

При рівномірному русі гідравлічний  $I$ , п'єзометричний  $I_p$ , та нахил дна каналу  $i$  рівні між собою.

$$I = I_p = i. \quad (1.287)$$

П'єзометрична лінія потоку П-П співпадає з вільною поверхнею, глибина

дійсній шорсткості – нерівномірній і нерівномірно-зернистій. В таблиці 1.4. наведені значення еквівалентної шорсткості для труб з різних матеріалів.

В розглянутій методиці втрати напору по довжині знаходяться через середню швидкість руху рідини  $V$ . В певних випадках застосування цієї методики цілком обгрунтоване і необхідне (при розрахунку коротких трубопроводів), враховуючи складність цієї методики пов'язану з встановленням режиму руху та знаходженням коефіцієнта  $\lambda$  в гідравлічних розрахунках використовуються й інші методи знаходження втрат напору по довжині  $h_{\text{дов}}$ , а саме через витрату рідини та гідравлічний нахил. Розглянемо ці методи.

Таблиця 1.4 Рекомендовані значення еквівалентної шорсткості  $\Delta_{\text{е}}$  для труб із різних матеріалів [48]

Тип труб	Стан труб	$\Delta_{\text{е}}$ , мм
Цільнотягнуті сталі	Нові	0,02...0,1
	Бутумізовані	до 0,04
	Водопровідні, уживані в експлуатації	1,2...1,5
	Очищені після багатьох років експлуатації	до 0,04
Цільнозварні сталі	Нові або вживані, але в хорошому стані (зварена, або з клепаним з'єднанням)	0,04...0,1
	Нові, бутумізовані	0,05
	Вживані, з рівномірною корозією	0,15
	Покриті лаком, але не позбавлені від окислення (забруднені в процесі експлуатації у воді, але без слідів корозії)	0,95...1
Чавунні	Нові	0,25...1
	Асфальтовані	0,12...0,3
	Водопровідні, уживані в експлуатації	1,4
	Очищені після багаторічної експлуатації	0,3...1,5
Бетонні і залізобетонні	При середніх умовах експлуатації	2,5
Азбестоцементні	Нові	0,05...0,1
	При середніх умовах експлуатації	0,6
Керамічні	Глазуровані	1,4
Скляні і з кольорових металів	Нові, технічно гладкі	0,001...0,002

Замінімо в формулі (1.185)  $V = Q/\omega$ , враховуючи, що для круглих перерізів  $\omega = \pi d^2/4$ , отримаємо:

$$h_{\text{доп}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{Q^2}{2g(\pi d^2 / 4)^2} = 0,083 \frac{\lambda}{d^5} Q^2 l. \quad (1.182)$$

Назвемо вираз  $0,083\lambda/d^5$  питомим опором і позначимо його літерою А, тобто:

$$A = 0,083\lambda / d^5 \quad (1.183)$$

Підставивши значення А в формулу (1.188) та доповнивши її коефіцієнтом  $\beta$  остаточно отримаємо

$$h_{\text{доп}} = A l Q^2 \beta, \quad (1.184)$$

де А - питомий опір  $\text{с}^2/\text{м}^6$ , він є функцією діаметра та матеріалу трубопроводу (табл. 1.3);  $l$  - довжина трубопроводу, м;  $Q$  - витрати рідини,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $\beta$  - поправочний коефіцієнт на швидкість. Застосовується у зв'язку з тим, що питомий опір А в довідковій літературі дається для квадратичної зони турбулентного режиму, а фактичні швидкості можуть бути самими різними. Він дається в довідковій літературі з гідравліки поряд з питомим опором А (табл. 1.6)

За формулою (1.184) втрати напору по довжині визначаються через витрату рідини (на відміну від формули (1.179) де це робилося через швидкість її руху).

Позначимо повний опір даного трубопроводу через S, тобто  $S = A l$ , тоді одержимо другу розрахункову формулу

$$h_{\text{доп}} = S Q^2 \beta, \quad (1.185)$$

де S - опір трубопроводу (повний).

Використовуючи поняття гідравлічного нахилу  $I = h_{\text{дов}}/l$  та збільшивши його в 1000 разів (так як І величина дуже мала), одержимо третю розрахункову формулу.

$$h_{\text{доп}} = 1000 I l, \quad (1.186)$$

де  $1000 \cdot I$  - приводиться в довідковій літературі з гідравліки і значить втрати напору в метрах на кілометр довжини трубопроводу, м /км;  $l$  - довжина трубопроводу.

Розв'яжемо рівняння (1.184) відносно витрати  $Q$ , виключивши коефіцієнт  $\beta$ , враховуючи, що  $h_{\text{дов}}/l = I$  та прийнявши  $K = \sqrt{1/A}$  отримаємо рівняння  $Q = K \sqrt{I}$ , а змінивши в цьому рівнянні гідравлічний нахил  $I = h_{\text{дов}}/l$  і розв'язавши його відносно втрат напору по довжині, отримаємо четверту розрахункову формулу:

$$h_{\text{доп}} = \frac{l Q^2}{K^2}, \quad (1.187)$$

де  $l$  - довжина трубопроводу, м;  $Q$  - витрата рідини,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $K$  - модуль витрати, або пропускна здатність трубопроводу,  $\text{м}^3/\text{с}$ , наводиться в таблиці 1.5.

В найпростішому випадку - перешкода перпендикулярна до напрямку струмни (рис. 1.60) ( $\alpha_1 = \alpha_2 = 90^\circ, \cos 0 = 0, \cos \beta = -1$ ) будемо мати

$$P = m_0 V_0 = \rho Q_0 V_0 = \rho \omega_0 V_0^2, \quad (1.279)$$

де  $\omega_0$  - живий переріз струмни в перерізі 0-0 (так як  $Q_0 = \omega_0 V_0$ ).

Фактична сила  $P_\phi = (0,92 \dots 0,95) P$ , що пояснюється скривленням ліній течії при розтіканні струмни.

Якщо перешкода рухається в напрямку дії струмни з швидкістю  $u$ , то:

$$P = \rho \omega_0 V_0 (V_0 - u), \quad (1.284)$$

якщо ж назустріч струмні

$$P = \rho \omega_0 V_0 (V_0 + u).$$

Для криволінійної поверхні ( $\alpha_1 = \alpha_2 = \pi$ ) (рис. 1.60)  $\cos \alpha = -1$ ;  $m_1 V_1 = m_2 V_2 = 0,5 m_0 V_0$ , тобто струмни діляться пополам.

$$P = m_0 V_0 - 2 m_1 V_1 \cos \alpha_1 = m_0 V_0 + 2 m_1 V_1 = 2 m_0 V_0 = 2 \rho \omega_0 V_0^2 = 2R. \quad (1.280)$$

Отже, сила тиску струмни  $P$  на криволінійну поверхню, зігнуту в зворотню сторону, в два рази більше сили тиску струмни на плоску поверхню, що використовується в активних ковшових гідротурбінах.

**Реактивна дія струмни.** Розглянемо цей вид взаємодії струмни з твердим тілом на прикладі витікання рідини з отвору в стінці резервуара. В цьому випадку сила реакції  $R$  діє на посудину в напрямку, протилежному швидкості витікання рідини  $V_2$ . Пояснимо причину виникнення її користуючись рисунком 1.62.

Вздовж стінки АД, достатньо віддаленої від отвору, швидкість руху рідини  $V_1$  зовсім мала, а тому тиск, який діє на неї, буде розподілятися по гідростатичному закону (епюра АДЕ). Точно такою була б і епюра тиску на стінку ВС, якби поблизу отвору не проявлялася дія швидкості  $V_2$  у вигляді струминок, які збираються до отвору. В наслідок цього епюра на стінку ВС має вигляд, показаний на рисунку 1.62, тобто проти отвору тиск відсутній. Надлишок

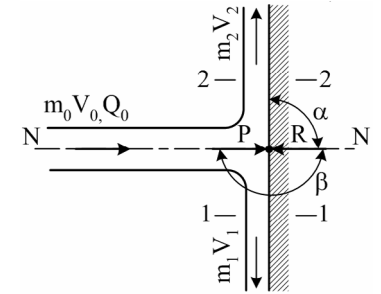


Рис. 1.60 Схема взаємодії струмни з перпендикулярною перешкодою.

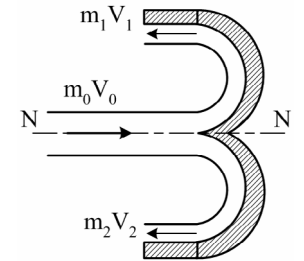


Рис. 1.61 Схема взаємодії струмни з криволінійною поверхнею.

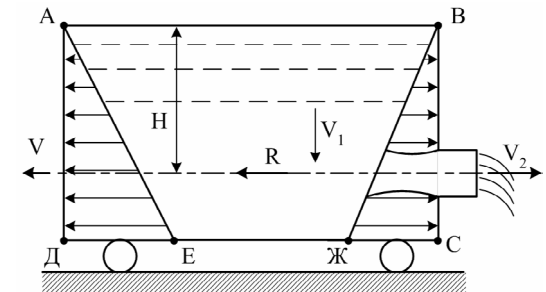


Рис. 1.62 Схема до реактивної дії струмни



рідини рухається суцільним потоком. Під дією сили тяжіння та опору повітря струмина спочатку розпадається на окремі великі частини (роздрібнена частина), а потім на дрібні краплі (розпилена частина). Дальність польоту дощувальної струмини  $L$  при нахилі її до горизонту під кутом  $\theta = 32^\circ$ , найбільш характерним для дощувальної техніки, визначається за формулою:

$$L = 0,42H + 1000d, \quad (1.275)$$

де  $H$  – напір на виході із насадка;  $d$  – діаметр насадка.

Формула (1.275) справедлива при  $H/d \geq 1000$ , де  $H$  і  $d$  в метрах

Висота вертикальної струмини визначається за формулою

$$h_g = \frac{H}{1 + K_1 H}, \quad (1.276)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт, який залежить від діаметра виходу з насадка, він має такі значення

d, мм	10	15	20	125	30	40	50
$K_1$	0,023	0,014	0,009	0,006	0,0044	0,0024	0,0014

Взаємодія струмин з твердими тілами (перешкодами) здійснюється у вигляді активної, або реактивної дії струмини.

**Активна дія струмини** полягає в тому, що струмина, натікаючи на перешкоду, діє на неї з силою  $P$ , яка дорівнює силі реакції перешкоди  $R$  (рис. 1.59), направленої протилежно силі  $P$ .

Сила  $P$  буде відносно більшою (найбільшою) якщо перешкода розташована в межах компактної частини струмини.

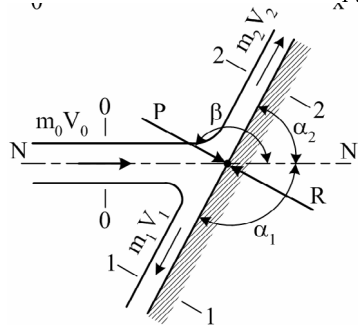


Рис. 1.59 Схема до активної дії струмини.

проміжок часу на туж вісь, тобто

Таким чином, згідно рисунку 1.59, плоска струмина шириною  $B$  натікає на нахилену перешкоду з швидкістю  $V_0$ . На перешкоді струмина ділиться на дві частини з швидкостями  $V_1$  і  $V_2$  під кутами, до осі основної струмини  $NN$ ,  $\alpha_1$  і  $\alpha_2$ .

Для знаходження залежності, по якій визначається сила  $P$  скористуємося теоремою кількості руху для мас рідини у відсіці 0-0, 1-1, 2-2. Згідно цієї теореми зміна проекції кількості руху ( $KP$ ) матеріальної точки за деякий проміжок часу  $dt$  дорівнює сумі проекцій імпульсів, прикладених до неї зовнішніх сил, за той же

$$KP = m \cdot V, \quad (1.277)$$

або

$$P \cos \beta = m_0 V_0 - m_1 V_1 \cos \alpha_1 - m_2 V_2 \cos \alpha_2, \quad (1.278)$$

де  $P \cos \beta$  – проекція імпульса сили,  $P$ .

Таблиця 1.5 Модулі витрат  $K$ , м<sup>3</sup>/с, і питомі опори  $A$ , с<sup>2</sup>/м<sup>6</sup>, для найбільш вживаних діаметрів труб з різних матеріалів у квадратичній області опору\* [48]

Умовний прохід $D_y$ , мм	Матеріал труб				
	Ненові сталіні	Ненові чавунні	Азбестоцементні тип 1, ВТ9	Пластмасові (ПВП тип СЛ)	Керамічні
50	<u>0,0095</u> 11080	—	—	<u>0,0176</u> 3228,3	<u>0,012</u> 6950
100	<u>0,076</u> 173,1	<u>0,0566</u> 312,1	<u>0,0729</u> 188,16	<u>0,076</u> 173,1	<u>0,035</u> 816,3
125	<u>0,114</u> 76,94	<u>0,102</u> 96,11	—	<u>0,143</u> 48,9	—
150	<u>0,18</u> 30,86	<u>0,164</u> 37,18	<u>0,178</u> 31,56	<u>0,202</u> 24,5	<u>0,214</u> 21,8
200	<u>0,379</u> 6,96	<u>0,351</u> 8,11	<u>0,356</u> 7,89	<u>0,493</u> 4,11	<u>0,456</u> 4,81
250	<u>0,676</u> 2,188	<u>0,629</u> 2,52	<u>0,67</u> 2,22	<u>0,874</u> 1,309	<u>0,82</u> 1,49
300	<u>1,085</u> 0,849	<u>1,026</u> 0,95	<u>1,048</u> 0,91	<u>1,188</u> 0,708	<u>1,32</u> 0,57
350	<u>1,637</u> 0,373	<u>1,539</u> 0,422	<u>1,525</u> 0,43	<u>1,624</u> 0,379	—
400	<u>2,319</u> 0,186	<u>2,174</u> 0,211	<u>2,147</u> 0,217	<u>2,219</u> 0,203	—
500	<u>4,117</u> 0,059	<u>3,898</u> 0,0658	<u>3,753</u> 0,071	<u>3,978</u> 0,0632	—

\* В чисельнику наведені значення модулів витрати  $K$

Таблиця 1.6 Значення поправочних коефіцієнтів  $\beta$  в залежності від середньої швидкості руху  $V$ , м/с, для труб різного діаметра і з різних матеріалів [48]

V, м/с	Матеріал труб					
	Нові сталіні	Нові чавунні	Неонові сталіні і чавунні	Азбестоцементні і залізобетонні	Пластмасові та скляні	Керамічні
0,2	1,244	1,462	1,41	1,308	1,439	1,55
0,4	1,113	1,226	1,20	1,158	1,230	1,20
0,6	1,057	1,115	1,115	1,082	1,123	1,09
0,8	1,021	1,047	1,06	1,034	1,052	1,034
1,0	1,000	1,000	1,03	1,000	1,000	1,000
1,2	0,986	0,965	1,0	0,974	0,960	0,977
1,4	0,972	0,938	1,0	0,953	0,926	0,961
1,8	0,958	0,899	1,0	0,922	0,876	0,94
2,2	0,946	0,871	1,0	0,900	0,837	0,926
2,6	0,937	0,851	1,0	0,883	0,806	0,916
3,0	0,932	0,836	1,0	0,870	0,780	0,910

### 1.3.11.4 Коефіцієнт гідравлічного тертя. Коефіцієнт опору системи

Як зазначалося раніше (1.179) коефіцієнт гідравлічного тертя  $\lambda$  визначається за певним порядком, який залежить від режиму руху рідини. Цьому питанню присвячені праці багатьох вчених і зокрема І. Нікурадзе, виконані в 20 - і роки минулого століття в Німеччині. За результатами цих дослідів були побудовані графіки залежності коефіцієнта  $\lambda$  від числа  $Re$  в координатах  $\lg 100\lambda - \lg Re$  при значеннях відносної шорсткості труб  $\Delta_e \cdot 10^3/D$  від 0,98 до 33,33 (рис. 1.39).

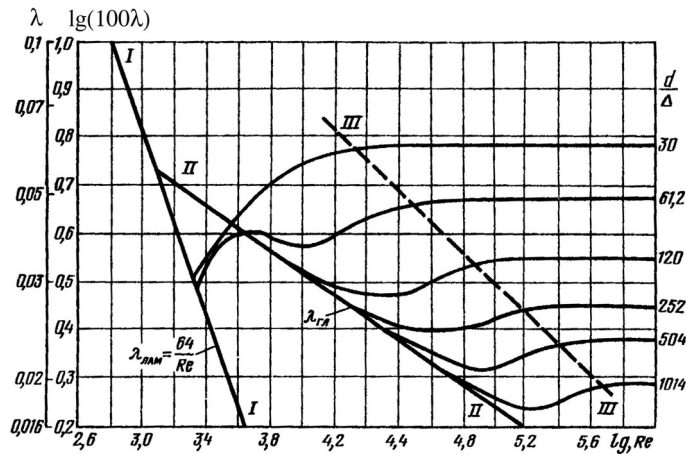


Рис. 1.39 Графіки залежності  $\lambda = f(Re)$ .

Із графіка видно, що при напірному русі рідини в круглих трубопроводах існує п'ять різних областей опорів: перша область при  $Re < 2320$  ( $\lg Re < 3,36$ ) характеризує ламінарний режим руху рідини; друга область при  $2320 < Re < 4000$  ( $3,36 < \lg Re < 3,6$ ) характеризує стрибкоподібний перехід від ламінарного режиму до турбулентного; третя область характеризує турбулентний режим руху рідини по гідравлічно гладким трубам (у цьому випадку  $\lg \lambda$  змінюється по пологій прямій II); четверта область являє собою перехід від області руху по гідравлічно гладких труб до квадратичної області (область між лініями II і III); п'ята область характеризує турбулентний режим в квадратичній області опорів (область правіше лінії III).

Ітак, **при ламінарному русі рідини**, який буде мати місце при  $Re < Re_{кр.} = 2320$ .

Коефіцієнт  $\lambda_{лам}$  визначається за формулою:

$$\lambda_{лам} = \frac{64}{Re}, \quad (1.188)$$

де  $Re$  - фактично вираховане число Рейнольдса.

При **турбулентному режимі руху рідини** при знаходженні значення кое-

між ядром і зовнішніми межами струмини утворюється турбулентний межевий шар, швидкості в якому зменшуються від вісі до межі струмини. Кут розширення струмини  $\theta = 13^{\circ}20' \dots 15^{\circ}10'$  [29]. Точка перетину зовнішніх меж струмини 0 називається **полюсом струмини**, який від отвору (початкового перерізу) знаходиться на відстані:

$$x_0 = \frac{0,29}{\alpha} r_0. \quad (1.270)$$

Після початкової ділянки слідує основна ділянка, яка повністю складається з межового шару. Швидкість  $u_{макс}$  в ньому зменшується по мірі віддалення від отвору (початкового перерізу) і визначається за формулою:

$$u_{макс} = \frac{0,96 r_0}{\alpha x + 0,29 r_0} u_0. \quad (1.271)$$

Радіус струмини в перерізі, розташованому на відстані  $x$  від отвору дорівнює:

$$r = (3,4 \frac{\alpha x}{r_0} + 1) r_0. \quad (1.272)$$

**Незатоплені струмини** - це струмини, які рухаються в повітряному (газовому) середовищі. Прикладом їх є струмини дощувальної техніки, фонтані і ін. струмини.

Рух незатопленої струмини, яка витікає з насадки з швидкістю  $V$  під кутом  $\theta$  до горизонтальної поверхні (рис. 1.57) описується такою формулою:

$$y = x \tan \theta - \frac{gx^2}{2V^2 \cos^2 \theta}, \quad (1.273)$$

де  $\theta$  - кут між напрямком витікання і віссю абсцис (рис. 1.57);  $V$  - початкова швидкість витікання;  $y$  - висота падіння струмини;  $x$  - дальність польоту струмини.

При  $\theta = 0$  отримаємо координати вісьової лінії струмини рідини, яка витікає з малого вертикального отвору в тонкій стінці.

$$y = -\frac{gx^2}{2V^2}. \quad (1.274)$$

Незатоплена струмина рідини, яка витікає з нахилоного насадка має таку структуру по довжині (рис. 1.58):  $l_1$  - компактна,  $l_2$  - роздрібнена і  $l_3$  - розпилена частина струмини.

В компактній частині струмини

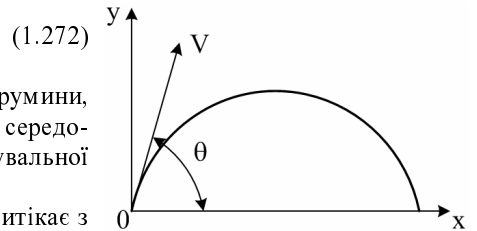


Рис. 1.57 Схема до рівняння руху незатопленої струмини

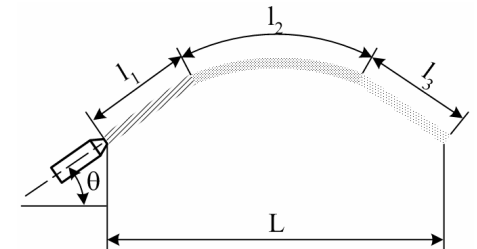


Рис. 1.58. Схема структури незатопленої струмини.

читься за залежністю:

$$dQ = \mu b dh \sqrt{2gh}. \quad (1.266)$$

Витрата через великий отвір буде дорівнювати:

$$Q = \mu b \sqrt{2g} \int_{H_1}^{H_2} h^{1/2} dh, \text{ або} \quad (1.267)$$

$$Q = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} (H_2^{3/2} - H_1^{3/2}), \quad (1.268)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати, при досконалому стисненні 0,65, а при недосконалому 0,7;  $b$  – ширина отвору;  $H_1, H_2$  – глибина занурення, відповідно, верху і низу отвору.

### 1.3.14 Гідравлічні струмнини

**Гідравлічні струмнини** – це потоки рідини не обмежені твердими стінками.

Вони діляться на затоплені і незатоплені струмнини. По формі поперечного перерізу вони діляться на вісьосиметричні (круглого перерізу) і плоскі.

**Затоплені струмнини** – це струмнини, які рухаються в рідинному середовищі однорідному з рідиною струмнини. Прикладами таких струмнин є струмнини, які утворюються при перетіканні рідини з одного в інший резервуар, струмнини гідротехнічних споруд.

В затоплених струмнинах розрізняють ядро струмнини, початкову і основну ділянки (рис. 1.56). **Ядро струмнини** розпочинається з отвору (початкового перерізу) і звужується до нуля. Ділянка струмнини, яка відповідає довжині ядра, називається **початковою ділянкою**. Довжина початкової ділянки знаходиться за формулою:

$$l_n = \frac{0,67}{\alpha} r_0, \quad (1.269)$$

де  $r_0$  – радіус отвору;  $\alpha$  – коефіцієнт, який характеризує вплив турбулентності струмнини на її розширення,  $\alpha = 0,07 \dots 0,08$ .

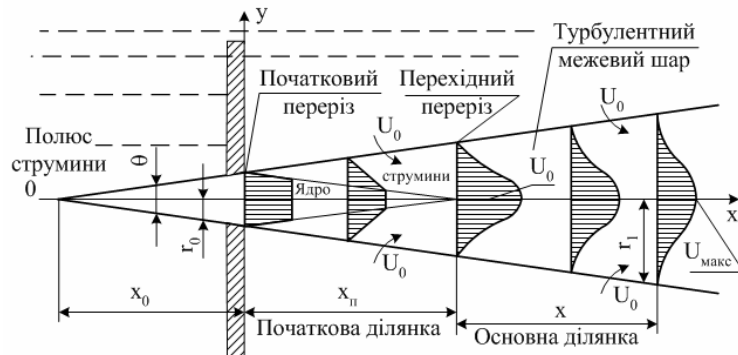


Рис. 1.56 Схема затопленої струмнини.

фіцієнта  $\lambda$  мають місце три зони опорів.

#### 1. Зона гідравлічно гладкого руху.

Ця зона буде мати місце при  $\delta_{л.п.} > \Delta_e$  (див. 1.3.9), тобто коли виступи шорсткості  $\Delta_e$  втоплені в ламінарній плівці товщиною  $\delta_{л.п.}$ . Це буде мати місце при  $R_{екр.} < R_e < 20 \frac{d}{\Delta_e}$ , де  $d$  – діаметр трубопровода;  $\Delta_e$  – еквівалентна шорсткість трубопровода. Коефіцієнт  $\lambda$  визначається за формулою:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{R_e}}. \quad (1.189)$$

2. **Перехідна зона.** В цій зоні  $\delta_{л.п.} = \Delta_e$ , вона буде мати місце при  $20 \frac{d}{\Delta_e} < R_e < 500 \frac{d}{\Delta_e}$  а коефіцієнт  $\lambda$  визначається за формулою:

$$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{\Delta_e}{d} + \frac{68}{R_e}}. \quad (1.190)$$

3. **Квадратична зона.** Це зона повністю шорсткого руху,  $\Delta_e > \delta_{л.п.}$  вона буде мати місце при  $R_e > 500 \frac{d}{\Delta_e}$  тоді коефіцієнт  $\lambda$  визначається за формулою:

$$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{\Delta_e}{d}}. \quad (1.191)$$

Дріб  $68/R_e$  в останній формулі відсутній тому, що в квадратичній зоні число  $R_e$  досягає настільки великих значень, що добутком з вищезазначеного дробу можна знехтувати.

Для встановлення характеру впливу швидкості руху рідини на значення втрат напору підставимо в формулу (1.179) значення коефіцієнта  $\lambda = 64/R_e$ , тоді отримаємо:

$$h_{ов.лам} = \frac{64 l V^2}{Re d 2g}, \quad (1.192)$$

а також значення числа  $R_e = Vd/\nu$

$$h_{ов.лам} = \frac{32 \cdot l \cdot \nu \cdot V}{gd^2}. \quad (1.193)$$

Величини в рівнянні (1.193), крім швидкості, замінимо коефіцієнтом  $K_{лам} = \frac{32l\nu}{gd^2}$ , отримаємо:

$$h_{ов.лам} = K_{лам} V, \quad (1.194)$$

тобто при ламінарному режимі втрати напору прямопропорційні середній швидкості руху рідини (залежність лінійна).

По аналогії, без доказу, для гідравлічно гладких труб (турбулентний режим)

$$h_{\text{дов.г.дл}} = K_{\text{г.дл}} \cdot V^{1.75}, \quad (1.195)$$

для перехідної зони

$$h_{\text{дов.пер}} = K_{\text{пер}} \cdot V^{1.75 \dots 2}, \quad (1.196)$$

для квадратичної зони

$$h_{\text{дов.кв}} = K_{\text{кв}} \cdot V^2 \quad (1.197)$$

Внесемо усі залежності, за якими визначається коефіцієнт  $\lambda$  та формули, що характеризують вплив швидкості руху рідини на величину втрат напору, в таблицю 1.7.

Таблиця 1.7 Структура залежностей для визначення коефіцієнта  $\lambda$ , та характер впливу швидкості  $V$  на втрати напору по довжині [30].

$\lambda = \frac{64}{R_e}$ $h_{\text{дов.}} \equiv V$	$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{R_e}}$ $h_{\text{дов.}} \equiv V^{1.75}$	$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{\Delta e}{d} + \frac{68}{R_e}}$ $h_{\text{дов.}} \equiv V^{1.75 \dots 2}$	$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{\Delta_e}{d}}$ $h_{\text{дов.}} \equiv V^2$
	Гідравлічно гладкі труби	Перехідна зона	Квадратична зона
Ламінарний режим	Турбулентний режим		
$R_e < R_{e \text{ кр}} = 2320$	$R_{e \text{ кр.}} < R_e < 20 \frac{d}{\Delta_e}$	$20 \frac{d}{\Delta_e} < R_e < 500 \frac{d}{\Delta_e}$	$R_e > 500 \frac{d}{\Delta_e}$

Аналіз наведених в таблиці 1.7 даних показує, що вплив числа  $Re$  на значення коефіцієнта  $\lambda$  найбільший при ламінарному режимі, потім цей вплив зменшується, а в квадратичній зоні число  $Re$  зовсім не впливає на значення коефіцієнта  $\lambda$ .

Втрати напору прямопропорційні швидкості руху  $V$  при ламінарному режимі, а потім вплив швидкості на їх значення поступово збільшується до  $V^2$ , чому відповідна зона і називається квадратичною.

Коефіцієнт гідравлічного тертя  $\lambda$  можна знайти і за допомогою графіків  $\lambda = f(Re)$  (рис.1.40). На графіках розмежовані області гідравлічно гладких труб (область ламінарного руху та гідравлічно гладких труб), перехідна і квадратична області. В області гідравлічно гладких труб коефіцієнт  $\lambda$  залежить тільки від  $Re$  і відносної шорсткості  $d/\Delta e$ , в квадратичній зоні – тільки від  $d/\Delta e$ .

#### Коефіцієнт опору системи.

У гідравлічних розрахунках втрати напору обчислюються за формулою (1.168) з використанням принципу додавання втрат напору. Він полягає в тому, що загальна втрата напору в гідравлічній системі дорівнює арифметичний сумі втрат напору, обумовлених різними місцевими опорами і опорами по довжині. При цьо-

Час повного спорожнення бака (резервуара)  $t_{\text{пов}}$  настане при  $H_2 = 0$ , тобто

$$t_{\text{пов}} = \frac{2\Omega\sqrt{H_1}}{\mu\omega\sqrt{2g}}. \quad (1.264)$$

#### Вирівнювання рівнів рідин в двох суміжних резервуарах.

Основним показником, який характеризує явище вирівнювання рівнів рідини в двох суміжних резервуарах є час на протязі якого відбувається вирівнювання рівнів. Пролілюструємо це явище схемою, показаною на рисунку 1.54.

Рідина через отвір в перегородці перетікає з резервуара 1 в резервуар 2.

Задача знаходження часу вирівнювання рівнів рідини в двох суміжних резервуарах, розв'язується аналогічно попередній, за допомогою методу нескінченно малих величин. Отже, час за який різниця рівнів в двох суміжних резервуарах від  $Z_1$  стане  $Z_2$ , тобто, час часткового вирівнювання рівнів  $t_{\text{част.}}$  визначається за формулою

$$t_{\text{част}} = \frac{2\Omega_1\Omega_2(\sqrt{Z_1} - \sqrt{Z_2})}{(\Omega_1 + \Omega_2)\mu\omega\sqrt{2g}}, \quad (1.265)$$

де  $\Omega_1, \Omega_2$  - площа поперечного перерізу, відповідно, першого і другого резервуарів;  $Z_1, Z_2$  - різниця рівнів рідини в резервуарах, відповідно, на початку і в кінці перетікання рідини з першого в другий резервуар;  $\omega$  - площа отвору в перегородці.

Час повного вирівнювання  $t_{\text{пов.}}$  настане при  $Z_2 = 0$  і визначається за формулою:

$$t_{\text{пов}} = \frac{2\Omega_1\Omega_2\sqrt{Z_1}}{(\Omega_1 + \Omega_2)\mu\omega\sqrt{2g}}.$$

#### Витікання рідини через великі отвори

При витіканні рідини через великі отвори прямокутної форми (рис.1.55) напори в верхній і нижній точках їх будуть суттєво відрізнятися, відповідно цьому будуть відрізнятися і швидкості руху рідини.

З урахуванням цього витрата рідини визначається шляхом сумірювання елементарних витрат, які проходять через елементарні полоски висотою  $dh$  (рис. 1.55), на які розбивається площа отвору.

Отже, витрата рідини через частину отвору висотою  $dh$  і шириною  $b$ , яка розташована на глибині  $h$  і в якій швидкість можна вважати постійною, визна-

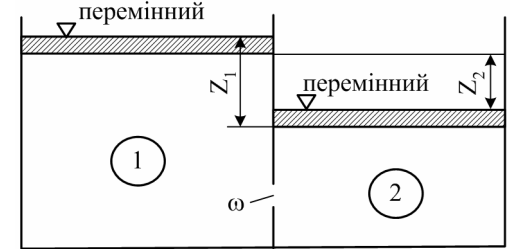


Рис. 1.54 Схема двох суміжних резервуарів: 1, 2 – відповідно перший і другий резервуари.

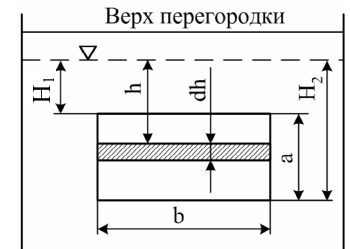


Рис. 1.55 Схема до витікання рідини через великий отвір.

витікання з бака циліндричної, або прямокутної форми с постійною площею перерізу  $\Omega$ .

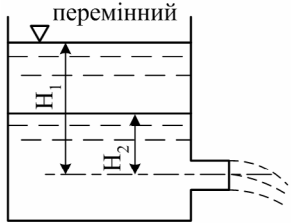


Рис 1.53 Схема до обґрунтування витікання рідини при змінному напорі.

Основним показником цього виду витікання є час часткового або повного спорожнення бака. Хай на початку витікання напір на отворі становив  $H_1$ , а в кінці –  $H_2$ . Необхідно знайти час за який напір від  $H_1$  понизиться до  $H_2$ . Скористуємося рівнянням (1.248)  $Q = \mu\omega\sqrt{2gH}$ . Оскільки це рівняння описує витрату рідини при сталому русі, то у випадку який розглядається, воно буде давати помилку.

Отже, скористуємося методом нескінченно малих величин при якому, для нескінченно малих проміжків часу ця формула буде справедлива.

За час  $dt$  об'єм рідини, яка витече із бака складе  $dW$ , при чому

$$dW = Qdt = \mu\omega\sqrt{2gH}dt \quad (1.257)$$

Цей же об'єм можна охарактеризувати і зниженням рівня рідини в баці, тобто

$$dW = -\Omega dH. \quad (1.258)$$

Знак мінус в цьому рівнянні означає зменшення об'єму рідини в баці.

Прирівняємо  $dW$  визначений за формулами (1.257) і (1.258).

$$\mu\omega\sqrt{2gH}dt = -\Omega dH. \quad (1.259)$$

Звідси

$$dt = -\frac{\Omega dH}{\mu\omega\sqrt{2gH}}. \quad (1.260)$$

Час на протязі якого напір від  $H_1$  знизиться до  $H_2$ , тобто час часткового спорожнення резервуара отримаємо проінтегрувавши рівняння (1.265):

$$t_{\text{част}} = \int_{H_1}^{H_2} -\frac{\Omega dH}{\mu\omega\sqrt{2gH}}. \quad (1.261)$$

Винесемо постійні за знак інтеграла, змінивши межі інтегрування позбавимося від знака мінус, тоді отримаємо:

$$t_{\text{част}} = \frac{\Omega}{\mu\omega\sqrt{2gH}} \int_{H_2}^{H_1} \frac{dH}{\sqrt{H}} = \frac{2\Omega}{\mu\omega\sqrt{2gH}} \sqrt{H} \Big|_{H_2}^{H_1}. \quad (1.262)$$

Підставимо межі інтегрування отримаємо:

$$t_{\text{част}} = \frac{2\Omega(\sqrt{H_1} - \sqrt{H_2})}{\mu\omega\sqrt{2g}}, \quad (1.263)$$

де  $\Omega$  - площа перерізу бака;  $H_1, H_2$  - напір на отворі, відповідно, на початку і в кінці витікання;  $\mu$  - коефіцієнт витрати;  $\omega$  - площа отвору.

му необхідною є умова, щоб кожний місцевий опір проявив себе повною мірою. Ця умова виключає взаємний вплив місцевих опорів. Слід визначити, що втрати напору в кожному місцевому опорі залежать від виду місцевого опору і мають місце не лише в місці розміщення цього опору, а й на ділянках русла, що прилягають безпосередньо до нього. Однак прийнято вважати, що місцева втрата напору відбувається лише там, де знаходиться місцевий опір. Якщо місцеві опори занадто близькі один від одного, то вони впливають один на одного і загальна дійсна втрата напору по довжині русла, в цьому випадку, буде меншою від обчислюваної за формулами (1.179), (1.184), (1.185) та (1.186). Необхідна відстань між місцевими опорами, для виключення їх взаємного впливу, коливається в межах  $(10 \dots 50)d$ , де  $d$  - діаметр трубопроводу між опорами.

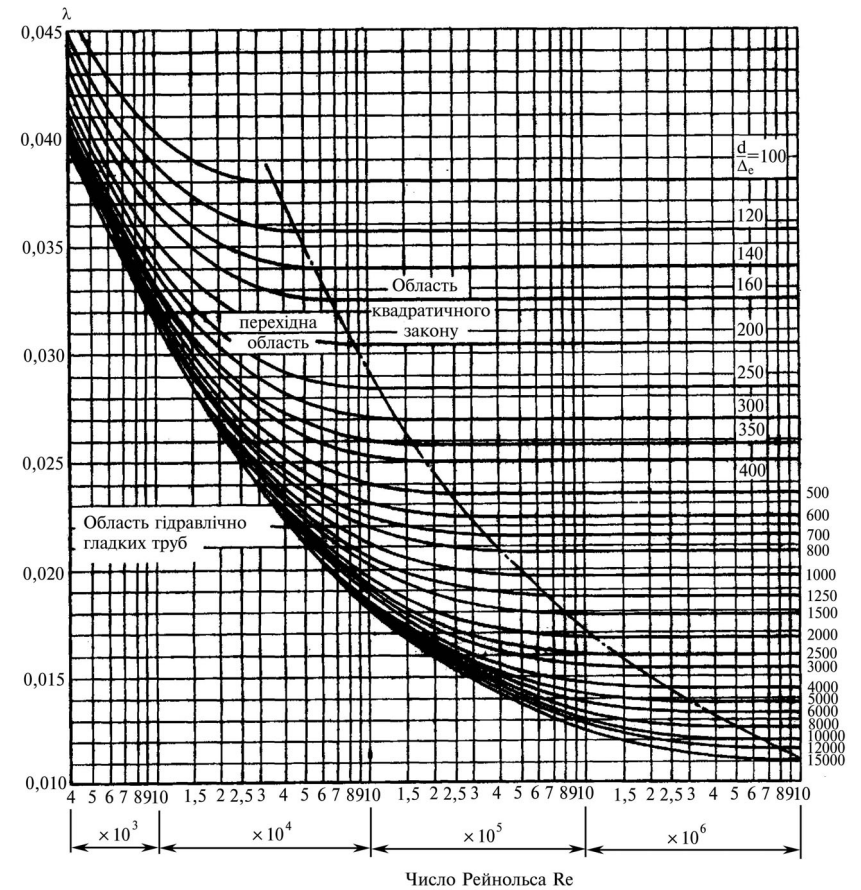


Рис.1.40 Графіки залежності коефіцієнта  $\lambda$  від числа Рейнольдса та відношної шорсткості трубопроводів  $d/\Delta\epsilon$ .

Розглянемо гідравлічну систему, у якій мають місце  $n$  місцевих опорів і опори по довжині. Втрати напору в кожному місцевому опорі окремо, як відомо, визначаються за формулою  $h_m = \zeta V^2 / (2g)$ , а в опорах по довжині  $h_{\text{дов}} = \lambda V^2 / (2g \cdot d)$ .

Місцеві опори характеризуються відповідними коефіцієнтами місцевого опору  $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, \dots, \zeta_n$ , а тому суму втрат напору в місцевих опорах можна виразити формулою:

$$\sum h_e = (\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n) \frac{V^2}{2g}. \quad (1.198)$$

З врахуванням втрат напору по довжині, в цьому ж трубопроводі, загальні втрати напору визначаються формулою:

$$\sum h_e = (\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n + \lambda \frac{l}{d}) \frac{V^2}{2g}. \quad (1.199)$$

Вираз в дужках

$$\zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n + \lambda \frac{l}{d} = \zeta_{\text{сист}}, \quad (1.200)$$

називається **коефіцієнтом опору системи**. З врахуванням цього, загальні втрати напору в гідравлічній системі можна виразити формулою

$$\sum h_e = \zeta_{\text{сист}} \frac{V^2}{2g}. \quad (1.201)$$

### 1.3.12 Гідравлічний розрахунок напірних трубопроводів

#### 1.3.12.1 Задачі розрахунку, класифікація трубопроводів та основні загальні розрахункові залежності

Транспортування рідин за допомогою трубопроводів широко застосовується в інженерній практиці (наприклад, водопроводи, нафтопроводи і ін.). Підкреслимо, що тут розглядаються круглі напірні трубопроводи, тобто трубопроводи у яких рідиною заповнений весь поперечний переріз.

Метою гідравлічного розрахунку трубопроводів є знаходження їх гідравлічних параметрів – витрати рідини, діаметра трубопроводу, втрат напору та напору необхідного на початку трубопроводу, щоб подати рідину споживачам.

У відповідності з цим, при гідравлічному розрахунку трубопроводів переважно розв'язуються три задачі.

1. Знаходження **втрат напору** в трубопроводі при відомих діаметрі, матеріалі, шорсткості внутрішньої поверхні, довжині та профілі, витраті рідини.

2. Знаходження **витрати рідини** при транспортуванні її по трубопроводу з відовими діаметрі, матеріалі, шорсткості, довжині і профілі з допустимими втратами напору.

3. Знаходження **діаметра трубопроводу** для транспортування по ньому рі-

струминою, тобто в зоні стиснення струмини, буде мати місце ефект “підсмоктування” рідини. Внаслідок цього витрата рідини збільшується відповідно збільшується і коефіцієнт витрати  $\mu = 0,82$ . [30] Витрата рідини визначається за формулою, аналогічною формулі (1.248)

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}, \quad (1.256)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт витрати,  $\mu = 0,82$  [30].

Якщо метою застосування товстої стінки є отримання підвищеного коефіцієнту  $\mu$ , то необов'язково застосувати саме товсту стінку, цього ж ефекту можна досягти за допомогою рівнозначного за довжиною і діаметром насадку.

Коефіцієнт  $\mu$  зі значенням 0,82 може досягати як для отвору у товстій стінці, так і для насадків при додержанні таких умов.

1. Товщина стінки, або довжина насадка повинна дорівнювати  $(3 \dots 5)d$  отвору чи насадка.

2. Напір на отворі чи насадку  $H$ , при витіканні води, повинен бути не більше 8 м. Для інших рідин треба робити перерахунок.

Обмеження в товщині стінки (довжині насадки) обумовлене тим, що у випадку їх меншого діаметра стиснення струмини буде поза межами стінки (насадки) і таким чином буде відсутня вакуметрична зона.

Що стосується обмеження в напорі  $H = 8$  м, то його слід дотримуватись щоб струмина не викидалась в атмосферу без стиснення

В інженерній практиці зустрічаються насадки різної конструкції (рис. 1.52).

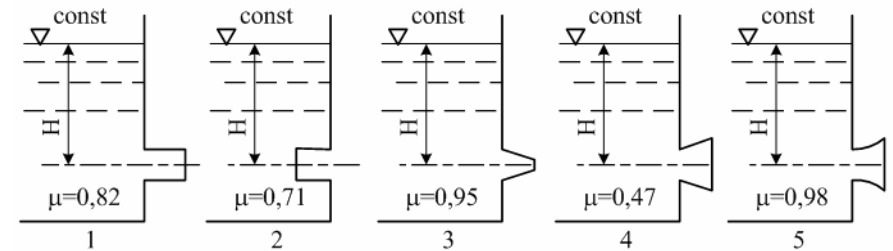


Рис. 1.52 Схеми насадків: 1 - зовнішній циліндричний,  $\mu = 0,82$ ; 2 - внутрішній циліндричний насадок,  $\mu = 0,71$ ; 3 - конічно-розбіжний (конфузорний) насадок,  $\mu = 0,95$ ; 4 - конічно-розбіжний (дифузійний) насадок,  $\mu = 0,45 \dots 0,48$ ; 5 - конічно-затуплений насадок,  $\mu = 0,98$ . [1]

В техніці насадки застосовуються для випуску рідин із резервуарів, на дощувальній техніці, фонтанах і ін.

#### **Витікання рідини через отвори і насадки при змінному напорі**

На відміну від попередніх, цей вид витікання відноситься до несталоного руху рідини. Проілюструємо його схемою показаною на рис. 1.53.

Будемо розглядати призматичний резервуар, тобто такий у якого площа перерізу по висоті залишається постійною. Простішим прикладом такого витікання є

$$h_{pp} = \alpha_c V_c^2 (2g).$$

З врахуванням сказаного:

$$\sum h_e = \frac{V_c^2}{2g} (\alpha_c + \zeta_{от}), \quad (1.251)$$

звідси швидкість в стисненому перерізі

$$V_c = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \zeta_{от}}} \sqrt{2gz}, \quad (1.252)$$

або

$$V_c = \varphi \sqrt{2gz}, \quad (1.253)$$

де  $\varphi = \frac{1}{\sqrt{\alpha_c + \zeta_{от}}}$  - коефіцієнт швидкості.

Так як площа струмени в стисненому перерізі  $\omega_c = \varepsilon \omega$ , то витрата рідини, яка протікає через затоплений отвір буде рівнятися:

$$Q = \varepsilon \varphi \omega \sqrt{2gz}, \quad (1.254)$$

або

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gz}. \quad (1.255)$$

Коефіцієнт витрати  $\mu = 0,62$  і швидкості  $\varphi = 0,97$ , тобто мають тіж значення що й при витіканні через незатоплений отвір.

**Витікання рідини в атмосферу через малий отвір в товстій стінці і насадки при постійному напорі.**

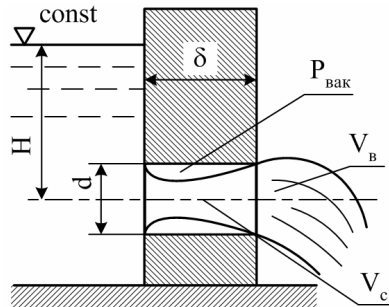


Рис. 1.51 Схема до обґрунтування витікання рідини через малий отвір в товстій стінці.

Згідно з рівнянням Бернуллі в стисненому перерізі швидкість  $V_c$  більша ніж у вихідному  $V_b$ , а тиск  $P_c < P_b = P_a$ , де  $P_c, P_b, P_a$  - тиск, відповідно, в стисненому перерізі, на виході і атмосферний. Відомо (1.16), що  $P_a - P_c = P_{вак}$ . Завдяки вакууметричному тиску в порожнині між внутрішньою поверхнею отвору і стисненою

Особливістю цього виду витікання рідини є те що при ньому стиснення струмени відбувається в межах стінки, що як буде показано суттєво впливає на витрату рідини при її витіканні.

Розглянемо фізику явища, скориставшись схемою цього виду витікання (рис. 1.51).

Під дією сил інерції струмина, обтікаючи вхідні в отвір крайки скривляються, а так як стінка товста то звуження її відбувається в межах стінки (на відстані  $d/2$  від входу). На виході із отвору переріз струмени дорівнює перерізу отвору, тобто витік іде повним перерізом.

дини з відомою витратою при заданих втратах напору та інших його характеристиках.

За конструкцією (профілем) та гідравлічними показниками трубопроводів певним чином класифікуються: гідравлічно короткі та довгі трубопроводи; послідовно і паралельно з'єднані трубопроводи; трубопроводи з рівномірною шляховою витратою; розімкнуті (тупикові) та кільцеві трубопроводи.

При гідравлічному розрахунку окремих типів трубопроводів мають місце свої особливості, які розглядаються в даному посібнику.

Загальним для усіх типів трубопроводів є порядок знаходження діаметра, витрати рідини, втрат напору та необхідного напору на початку трубопроводу.

**Діаметр трубопроводу** при відомій витраті рідини знаходиться за допомогою рівняння нерозривності потоку (1.104)  $Q = \omega V$ , якщо в нього підставити значення площі поперечного перерізу  $\omega = \pi d^2/4$ , то отримаємо

$$d = 0,13 \sqrt{\frac{Q_p}{V_e}}, \quad (1.202)$$

де  $Q_p$  - розрахункова витрата рідини на даній ділянці трубопроводу;  $V_e$  - економічно доцільна швидкість руху рідини.

З великими швидкостями руху транспортувати рідини економічно недоцільно, так як будуть великі втрати напору. Наприклад, у водопостачанні  $V_e = 0,7 \dots 1,5$  м/с.

**Витрата рідини** при відомому діаметрі трубопроводу також знаходиться за допомогою рівняння нерозривності потоку (1.104).

$$Q = \omega V = \frac{\pi d^2}{4} V_e, \quad (1.203)$$

де  $d$  - діаметр трубопроводу;

Витрату рідини  $Q$  за відомими діаметром трубопроводу та швидкістю,  $V$  можна приймати за даними таблиці 1.8.

Що стосується втрат напору в трубопроводі то методика їх знаходження наведена в 1.3.11.2. та 1.3.11.3.

Необхідний напір на початку трубопроводу  $H_{п.т.}$ , при якому забезпечуватиметься подача рідини споживачам, знаходиться за залежністю:

$$H_{п.т.} = H_e + h_e, \quad (1.204)$$

де  $H_e$  - геометрична висота підняття рідини;  $h_e$  - втрати напору в трубопроводі.

Згідно з наведеною вище класифікацією трубопроводів, розглянемо порядок гідравлічного розрахунку трубопроводів, які найчастіше зустрічаються в інженерній практиці.

Таблиця 1.8 Граничні значення швидкостей  $V_{гр}$ , і витрат  $Q_{гр}$  в залежності від діаметра труб.

d, мм	$V_{гр}$ , м/с	$Q_{гр}$ , л/с	d, мм	$V_{гр}$ , м/с	$Q_{гр}$ , л/с
50	0,75	1,5	400	1,15	145
75	0,75	3,3	450	1,20	190
100	0,76	6	500	1,25	245
125	0,82	10	600	1,3	365
150	0,85	15	700	1,35	520
200	0,95	30	800	1,4	705
250	1,02	50	900	1,45	920
300	1,05	74	1000	1,53	1200
350	1,10	106	1100	1,55	1475

### 1.3.12.2 Гідравлічно короткі трубопроводи

Це трубопроводи в яких місцеві втрати напору в порівнянні з втратами напору по довжині, тобто приблизно однакові. До них відносяться усмоктувальні трубопроводи насосних станцій, сифони і ін.

Особливістю цих трубопроводів є те, що при їх гідравлічному розрахунку окремо вираховуються втрати напору в місцевих опорах і в опорах по довжині. Загальні втрати напору визначаються як сума перших і других. Їх розрахунок ведеться з використанням рівняння Бернуллі.

Отже втрати напору в місцевих опорах вираховуються за формулою (1.169)  $h_m = \zeta V^2 / (2g)$ , а в опорах по довжині за формулою (1.179)  $h_{дов} = \lambda l V^2 / (2gd)$ . Загальні втрати напору вираховуються за формулою (1.174)  $h_e = h_{дов} + h_m$ . Простіший приклад розрахунку такого трубопроводу наведено в підрозділі 1.3.7 (рис. 1.31).

Крім нього розглянемо приклад гідравлічного розрахунку *усмоктувальної лінії насосної установки* (рис. 1.41).

Метою прикладу, що розглядається, є знаходження висоти установлення насоса над рівнем води в її джерелі, тобто висоти усмоктування.

Скористуємося рівнянням Бернуллі (1.119), для чого перший переріз 1-1 призначимо на вільній поверхні води в її джерелі, а другий - 2-2 перед входом в насос. Площину порівняння 0-0 приймемо співпадаючою з першим перерізом 1-1, тобто також на рівні вільної поверхні води.

Так як перший переріз 1-1 співпадає з площиною порівняння 0-0, то  $Z = 0$ . Оскільки джерело води відкрите, то на вільній поверхні діє атмосферний тиск  $P_a$ , тобто  $P_1 = P_a$ , а так як рух води в джерелі в вертикальному напрямку, при роботі насосної установки, буде несуттєвим, оскільки поперечний переріз усмоктувального трубопроводу на багато менший від площі вільної поверхні, то  $V_1 = 0$ . Що стосується другого перерізу,  $Z_2 = h_{yc}$ , тиск -  $P_2$  буде мати місце,  $V_2 = Q/\omega = V$ . Втрати напору  $h_b$  складаються з втрат напору по довжині

$$\omega_c = \varepsilon \omega, \quad (1.245)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт стиснення ( $\varepsilon = 0,61 \dots 0,64$ );  $\omega$  - площа живого перерізу струмени.

Витрата через отвір з врахуванням (1.250) буде:

$$Q = \varphi \varepsilon \omega \sqrt{2gH_0}, \quad (1.246)$$

або

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH_0}, \quad (1.247)$$

де  $\mu = \varepsilon \varphi$  - коефіцієнт витрати,  $\mu = 0,64 \cdot 0,97 = 0,62$ . [14]

Якщо швидкість підходу мала, то  $H_0 = H$  і формула (1.247) прийме такий вигляд:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gH}. \quad (1.248)$$

Якщо на поверхні закритого резервуара тиск  $p_0 > p_a$  витрата рідини визначається за формулою:

$$Q = \mu \omega \sqrt{2g(H + \frac{p_0}{\gamma})}. \quad (1.249)$$

### Витікання через затоплений отвір в тонкій стінці (під рівень).

Проілюструємо цей вид витікання схемою (рис. 1.50). При цьому, рівні рідини в обох резервуарах залишаються постійними, а тиск на вільній поверхні атмосферний (однаковий).

Застосуємо рівняння Бернуллі для перерізів 1-1 і 2-2, співпадаючих, відповідно, з вільними поверхнями до отвору і після нього, а площину порівняння 0-0 приймемо по вісі отвору. Знехтувавши швидкісними напорами в перерізах 1-1 і 2-2, отримаємо:

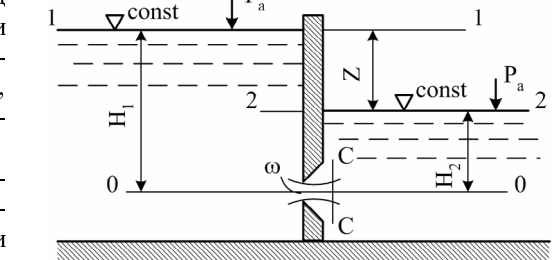


Рис. 1.50 Схема явища витікання рідини через затоплений отвір.

$$H_1 = H_2 + \sum h_e, \quad (1.250)$$

або

$$Z = \sum h_e,$$

де  $Z = H_1 - H_2$  - різниця рівнів рідини до отвору і після нього;  $\sum h_b = \zeta \zeta V_c^2 (2g)$  - втрати напору при витіканні рідини через затоплений отвір;  $V_c$  - середня швидкість руху рідини в стисненому перерізі С-С.

Втрата напору  $\sum h_b$  складаються з втрат між перерізами 1-1 і С-С, аналогічних втратам при витіканні в атмосферу через малий отвір  $h_{отв} = \zeta_{отв} V_c^2 (2g)$  і втрат напору між перерізами С-С і 2-2, пов'язаних з раптовим розширенням струмени від стисненого перерізу до перерізу в резервуарі після отвору



кість руху рідини в першому перерізі. Так як вона незначна у порівнянні з швидкістю в трубопроводі, то  $V_0 = 0$ ;  $Z_c$  – висота положення другого перерізу відносно площини порівняння 0-0 ( $Z_c = 0$ );  $p_c$  – тиск в другому перерізі  $p_c = p_a$ ;  $V_c$  – середня швидкість в другому перерізі;  $h_b$  – втрати напору на ділянці між першим і другим перерізами

$$h_b = \zeta_{от} - V_c^2 / (2g), \quad (1.238)$$

де  $\zeta_{от}$  – коефіцієнт втрат напору на отворі.

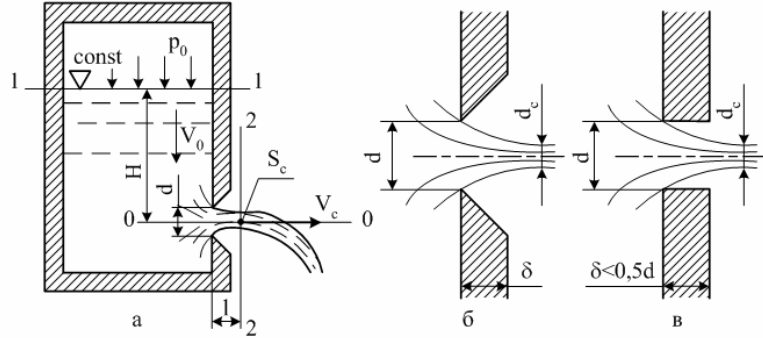


Рис. 1.49 Схема витікання рідини з отвору в тонкій стінці.

Приведений напір

$$H' = H + p_0 / (\rho g), \quad (1.239)$$

і повний напір над центром тяжіння отвору

$$H_0 = H' + p_0 / (\rho g). \quad (1.240)$$

Прийнявши  $\alpha = 1$  і з врахуванням прийнятих позначень  $H'$  і  $H_0$ , отримаємо:

$$H_0 = \frac{V_c^2}{2g} (1 + \zeta_{от}), \quad (1.241)$$

звідси

$$V_c = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{от}}} \sqrt{2gH_0}. \quad (1.242)$$

Прийнявши  $\frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{от}}} = \varphi$ , де  $\varphi$  – коефіцієнт швидкості ( $\varphi = 0,97$ ), отрима-

ємо:

$$V_c = \varphi \sqrt{2gH_0}. \quad (1.243)$$

Витрата рідини при витіканні з отвору

$$Q = \omega V_c. \quad (1.244)$$

Так як струмина в цьому перерізі стиснена, то прийемо

$h_{оов} = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}$  і місцевих  $h = \sum \zeta \frac{V^2}{2g}$ . Підставимо в рівняння Бернуллі значення

величин з врахуванням вищенаведених умов:

$$\frac{P_a}{\gamma} = h_{yc} + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} + \sum \zeta \frac{V^2}{2g}$$

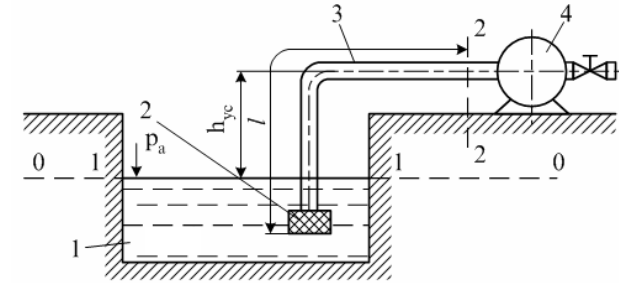


Рис. 1.41. Схема до гідралічного розрахунку висоти усмоктування насосної установки: 1 - джерело води; 2 - приймальний пристрій (місцевий опір); 3 - усмоктувальний трубопровід; 4 - насос.

Так як  $P_a - P_2 = P_{вак}$ , а  $P_{вак}/\gamma = h_{вак}$  отримаємо,

$$h_{yc} = h_{вак} - (1 + \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta) \frac{V^2}{2g}$$

### 1.3.12.3 Гідралічно довгі трубопроводи

Це трубопроводи в яких переважають втрати напору по довжині, а місцеві втрати складають 5...10% від загальних втрат напору. Прикладами їх є водопровідні мережі, трубопроводи закритих зрошувальних систем. Вони бувають простими і складними. Прості трубопроводи не мають відгалужень, складні мають відгалуження, змінний діаметр, паралельне або послідовне з'єднання і таке ін.

При гідралічному розрахунку таких трубопроводів втрати напору в місцевих опорах окремо не вираховуються, а враховуються шляхом умовного подовження трубопроводу на 5...10% і втрати напору вираховуються за залежностями (1.184) та (1.186) – в яких дійсну довжину трубопроводу  $l$  замінюємо на умовну (розрахункову)  $l_p$ .

Таким чином, формули для вирахування втрат напору будуть мати такий вигляд:

$$h_b = \lambda l_p \frac{Q^2}{2g} \beta, \quad (1.205)$$

$$h_b = 1000 I_p, \quad (1.206)$$

де  $l_p$  - розрахункова довжина трубопроводу ( $l_p = (1,05 \dots 1,1)l$ ).

**Трубопроводи з рівномірною шляховою витратою**

Це трубопроводи в яких рідина відбирається з рівномірною витратою по шляху її руху.

До таких трубопроводів відносяться вуличні водопровідні мережі з водорозбірними колонками чи урізками в кожне подвір'я і т.п.

Розглянемо випадок коли по цьому трубопроводу, крім шляхової витрати  $Q_{ш}$ , проходить рідина, яка споживається за межами ділянки з шляховою витратою, тобто **транзитна витрата**  $Q_{тр}$  (рис. 1.42).

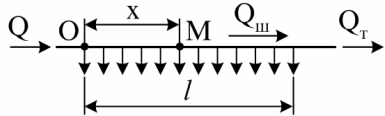


Рис. 1.42. Схема трубопроводу з рівномірною шляховою витратою

Отже, з трубопроводу рівномірно відбирається рідина по шляху її руху. На одиниці довжини трубопроводу витрата складає  $q = Q_{ш}/l$ , яка називається **питомою** витратою, тобто це є відношення шляхової витрати до довжини трубопроводу. Витрата рідини, яка проходить через точку M (рис. 1.42) складає:

$$Q_M = Q_T + \frac{Q_{ш}}{l}(l - X) = Q_T + Q_{ш} - \frac{Q_{ш}X}{l}. \quad (1.207)$$

Згідно з формулою (1.205) втрати напору вздовж нескінченно малої ділянки шляху будуть дорівнювати:

$$dh_e = A Q_x^2 dX = A \left( Q_T + Q_{ш} - \frac{Q_{ш}X}{l} \right)^2 dX. \quad (1.208)$$

Повні втрати на всій ділянці  $l$ ,

$$h_e = \int_0^l A Q_x^2 dX = \int_0^l A \left[ Q_T + q(l - X) \right]^2 dX. \quad (1.209)$$

Проінтегрувавши рівняння (1.209) в межах від 0 до  $l$  отримаємо розрахункове рівняння для знаходження втрат напору на усій ділянці довжиною  $l$ ,

$$h_e = Al(Q_T + Q_T Q_{ш} + Q_{ш}^2 - Q_T Q_{ш} - Q_{ш}^2 + \frac{1}{3} Q_{ш}^2), \quad (1.210)$$

а після перетворень

$$h_e = Al(Q_T^2 + 2Q_T Q_{ш} + \frac{1}{3} Q_{ш}^2), \quad (1.211)$$

при  $Q_T = 0$ , отримаємо:

$$h_e = \frac{1}{3} A Q_{ш}^2 l, \quad (1.212)$$

Вираз в дужках (1.211) і є розрахунковою витратою рідини на ділянці з шляховою її витратою.

Так як рівнянням (1.211) при практичних розрахунках користуватися незручно, прийнято шляхову витрату враховувати деякою її часткою, приймаючи

Рух рідини при її витіканні відбувається у вигляді струмин. В залежності від місця розташування отвору в стінці і умов витікання рідини розрізняють витікання з досконалим і недосконалим, з повним і неповним стисненням струмини, витікання з затопленого і незатопленого отворів, при постійному і змінному напорі на отворі.

**Досконале стиснення** струмини буде, коли бокові стінки і дно резервуара не впливають на витікання рідини, тобто отвір розташований від них на відстані  $l$  більшій потроєного вертикального розміру отвору ( $l > 3a$ ).

**Стиснення** буде **недосконалим**, коли одна з бокових стінок резервуара або декількох стінок будуть віддалені від отвору на відстань менше потроєного вертикального розміру отвору ( $l < 3a$ ).

**Стиснення** струмини може бути **повним** ( по всьому периметру) і **неповним**, якщо отвір частиною периметра співпадає з боковими стінками або дном резервуара

**Отвір** вважається **незатопленим**, якщо витікання рідини відбувається в атмосферу.

**Отвір** вважається **затопленим**, якщо витікання відбувається не в атмосферу, а під рівень рідини.

Основними показниками при витіканні рідини через отвори і насадки є швидкість витікання  $V$  і витрата рідини при цьому,  $Q$ .

Таким чином, при гідравлічних розрахунках явища витікання рідини через отвори і насадки, основана задача полягає в знаходженні швидкості руху та витрати рідини.

### 1.3.13.2 Методика гідравлічних розрахунків при різних видах витікання рідин.

Розглянемо різні види витікання рідини через отвори і насадки.

**Витікання рідини в атмосферу через малий отвір в тонкій стінці при постійному напорі.**

Проілюструємо цей вид витікання схемою (рис. 1.49, а, б, в).

Причому, на позиціях **а** і **б** цього рисунку показані гострі крайки, а на позиції **в** показаний отвір з тупою крайкою, але її товщина не впливає на умови витікання і стінка вважається тонкою.

Спочатку визначимо швидкість витікання рідини, для чого скористуємося рівнянням Бернуллі відносно площини порівняння 0-0, яка проходить через центр тяжіння отвору. Перший переріз (1-1) прийемо на вільній поверхні рідини в резервуарі, другий (2-2) - там, де рух потоку в струмині близький до плавно змінного, тобто в перерізі з найбільшим стисненням струмини, тоді:

$$H + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{\alpha V_0^2}{2g} = Z_c + \frac{P_0}{\rho g} + \frac{\alpha V_c^2}{2g} + h_e, \quad (1.237)$$

де  $H$  - напір над отвором;  $p_0$  - тиск в першому перерізі;  $V_0$  - середня швид-

Таблиця 1.10 Відношення  $E_p/E_{тр}$ 

Матеріал труб	$E_p/E_{тр}$	Матеріал труб	$E_p/E_{тр}$
Сталь	0,01	Азбестоцемент	0,11
Чавун	0,02	Вінілопласт	0,68...0,73
Залізобетон	0,065...0,09	Поліетилен	1,0...1,45
Бетон	0,1	Гума	120...350

Швидкість розповсюдження ударної хвилі води в металевих трубах складає близько 1000 м/с, а підвищення тиску (при швидкості  $V \approx 1,0$  м/с)  $\Delta p = 10^6$  Па = 1 МПа.

В залежності від співвідношення часу закриття засувки  $T_z$  і фази гідравлічного удару  $t_{\phi}$  розрізняють прямий і непрямої гідравлічний удар.

Гідравлічний удар називається **прямим**, якщо  $T_z < t_{\phi}$ , підвищення тиску  $\Delta p$  при цьому визначається за формулою (1.234).

При  $T_z > t_{\phi}$  гідравлічний удар називається **непрямим** і підвищення тиску визначається залежністю.

$$\Delta p = 2\rho L V_0 / T_z. \quad (1.236)$$

Оскільки явище гідравлічного удару негативне, то для недопущення його застосовуються різні заходи і пристрої.

Основним з них, там де це можливо, є недопущення прямого гідравлічного удару, тобто забезпечення повільного перекриття трубопроводів, що й робиться, наприклад, в побутових водорозбірних кранах. Тоді раптове підвищення тиску  $\Delta p$  визначається за залежністю (1.236), згідно з якою воно менше ніж при прямому ударі (1.234). В боротьбі з гідравлічним ударом застосовуються запобіжні клапани, водоповітряні резервуари і ін.

### 1.3.13 Витікання рідини через отвори і насадки

#### 1.3.13.1 Явище витікання, класифікація отворів і насадків та задачі, які при цьому виникають

Явище витікання рідин через отвори і насадки полягає в тому, що рідина з резервуарів, баків чи інших посудин, а також з трубопроводів витікає через улаштовані в їх стінках вирізки різної форми, які називаються **отворами**, або приєднані в місцях отворів короткі відрізки труб, які називаються **насадками**. Отвори і насадки широко застосовуються в багатьох інженерних конструкціях, машинах і механізмах. Отвори певним чином класифікуються.

**Отвір** називається **малим**, якщо його вертикальний розмір менше, або дорівнює 0,1 напору на отворі  $H$ . **Великим отвором** називається отвір, вертикальний розмір якого більше 0,1 напору на отворі  $H$ . Стінки, в яких влаштовуються отвори класифікуються на **тонкі**, товщина стінки  $\delta$  яких менше, трьох вертикальних розмірів отвору, тобто  $\delta < 3a$  і **товсті**  $\delta > 3a$ .

розрахункову витрату  $Q_p$  як суму транзитної і певної частки шляхової витрати

$$Q_p = Q_T + \alpha Q_{ш}, \quad (1.213)$$

де  $Q_T$  - транзитна витрата;  $\alpha$  - коефіцієнт еквівалентності, 0,5...0,65;  $Q_{ш}$  - шляхова витрата

$$Q_{ш} = q \cdot l, \quad (1.214)$$

де  $q$  - питома витрата рідини;

$l$  - довжина ділянки з питомою витратою рідини.

Враховуючи рівняння (1.213) повні втрати напору на ділянці з шляховою витратою будуть:

$$h_e = Al(Q_T + \alpha Q_{ш}). \quad (1.215)$$

#### Послідовно з'єднані трубопроводи.

Це трубопроводи в яких до кінця попередньої ділянки приєднується початок наступної ділянки. Окремі ділянки мають різні діаметри  $d_1, d_2, \dots, d_n$ , та довжини  $l_1, l_2, \dots, l_n$ , а витрата рідини  $Q$  постійна по всій його довжині. (рис. 1.42).

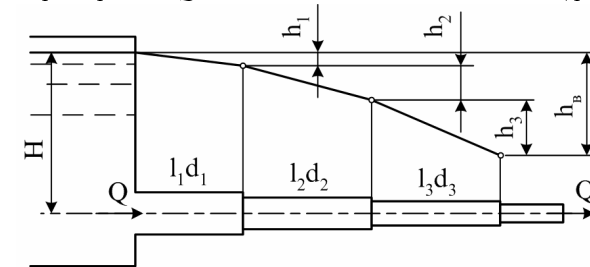


Рис. 1.43. Схема послідовно з'єднаного трубопроводу

Особливістю, при гідравлічному розрахунку цих трубопроводів є те, що загальні втрати напору дорівнюють сумі його втрат на окремих ділянках, тобто:

$$h_e = h_{e1} + h_{e2} + \dots + h_{en}, \quad (1.216)$$

де  $h_{e1}, h_{e2}, \dots, h_{en}$  - втрати напору на окремих ділянках.

Витрата рідини однакова на усіх ділянках, тобто:

$$Q_1 = \dots Q_n = Q \quad (1.217)$$

Таким чином, з врахуванням рівняння (1.191) загальні втрати напору можна виразити формулою:

$$h_e = (S_1 + S_2 + \dots + S_n) Q^2 = \sum S_i Q^2, \quad (1.218)$$

де  $S_i$  - опір окремих ділянок трубопроводу.

#### Паралельно з'єднані трубопроводи

Паралельно з'єднаними трубопроводами називаються трубопроводи, які в певній точці розгалужуються на дві, або більше гілок, а в послідовуючій точці об'єднуються в один трубопровід (рис. 1.44)  $h_e = H_A - H_B$ .

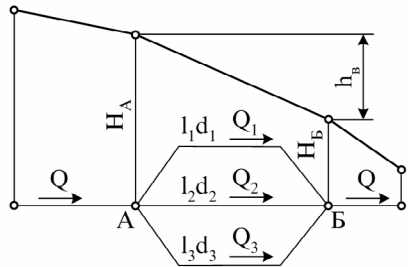


Рис. 1.44 Схема паралельно з'єднаних трубопроводів

Особливістю цих трубопроводів є те, що втрати напору  $h_{в1}$  в усіх гілках його однакові, тобто

$$h_{e1} = h_{e2} = \dots = h_{en} = h_e, \quad (1.219)$$

а загальна витрата рідини  $Q$  дорівнює сумі витрат її в окремих гілках, тобто:

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n, \quad (1.220)$$

Загальні втрати напору, згідно зі схемою (рис.1.44)  $h_e = H_A - H_B$ .

Показаний на рисунку 1.44 трубопровід складається з трьох гілок. Типовою задачею, у цьому випадку, є знаходження витрати рідини в окремих гілках трубопроводу та загальної витрати.

Першою умовою, згідно рівняння (1.220), є баланс витрат рідини в гілках і загального її значення, другою – рівність втрат напору в гілках.

Отже, згідно рівнянню (1.187), з врахуванням втрат напору в місцевих опорах, втрати напору в окремих гілках визначаються за залежностями:

$$h_{e1} = \frac{l_{p1} Q_1^2}{k_1^2}; \quad h_{e1} = \frac{l_{p2} Q_2^2}{k_2^2}; \quad h_{e1} = \frac{l_{p3} Q_3^2}{k_3^2}, \quad (1.221)$$

звідки,

$$Q_1 = \sqrt{\frac{h_{e1} k_1^2}{l_{p1}}}; \quad Q_2 = \sqrt{\frac{h_{e2} k_2^2}{l_{p2}}}; \quad Q_3 = \sqrt{\frac{h_{e3} k_3^2}{l_{p3}}} \quad (1.222)$$

Рівняння загальної витрати рідини буде мати такий вигляд:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = k_1 \sqrt{\frac{h_{e1}}{l_{p1}}} + k_2 \sqrt{\frac{h_{e2}}{l_{p2}}} + k_3 \sqrt{\frac{h_{e3}}{l_{p3}}}. \quad (1.223)$$

Користуючись рівняннями (1.221), (1.222) та (1.223) можна розв'язувати конкретні задачі, що до знаходження невідомих гідрравлічних характеристик гідро-системи.

### Розімкнуті (тупикові) трубопроводи

Це трубопроводи у яких рідина в кожну точку подається з одного напрямку. Прикладами їх є трубопроводи зрошувальних і водопровідних систем. Як правило, при гідрравлічному розрахунку цих трубопроводів знаходиться діаметр трубопроводу та висота водонапірної башти, або необхідний напір на початку трубопроводу.

Розглянемо приклад такого трубопроводу (рис. 1.45), який складається з ділянок, по яких транспортуються тільки вузлові (транзитні) витрати рідини ( $Q_1, Q_2, Q_4, Q_5$ ) та ділянку 1-3 з якої відбирається рідина по шляху її руху. Тупикові трубопроводи складаються з основної (головної) магістралі та відгалужень.

На протязі слідуочого нескінченно малого проміжку часу зупиниться слідуочий, ближчий до першого, відсік рідини і підвищення тиску, яке почалося біля засувки, розповсюдиться по трубопроводу, проти течії, у вигляді хвилі підвищення тиску. Після збігу часу  $L/c$  зупиниться останній відсік рідини в трубопроводі. Вся рідина буде стиснена, але цей стан не стійкий, так як рівень її в резервуарі не змінюється.

Приріст тиску  $\Delta p$  погаситься і спад тиску розпочне розповсюджуватися зі швидкістю  $C$  у вигляді хвилі зниження тиску. Через час  $t_{\phi} = 2L/c$  в трубопроводі відновиться початковий тиск. Час  $t_{\phi}$  - називається **часом фази**, тобто це час проходження ударної хвилі до резервуара і назад. Таким чином, в момент часу тиск біля засувки знизиться на величину  $\Delta p = \rho V_o c$ , тобто на таку на яку він підвищувався. Зниження тиску буде розповсюджуватися у тому ж порядку що і його підвищення і в момент  $t = 3L/c$  воно досягне резервуара. Відбившись від нього, хвиля тиску через  $t = 4L/c$  повернеться до засувки і рідина в трубопроводі прийме початковий стан.

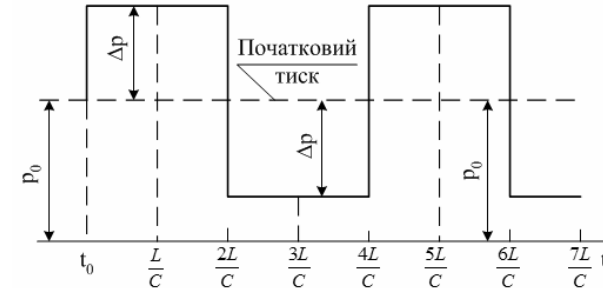


Рис. 1.48 Діаграма зміни тиску в трубопроводі при гідрравлічному ударі.

Проілюструємо зміну тиску в точці О діаграмою (рис. 1.48)

Діаграма (рис 1.48) складається з відрізків, паралельних вісі часу  $t$ , які знаходяться від неї поперемінно то на відстані  $p_0 + \Delta p$ , то  $p - \Delta p$  по чергово через проміжок часу  $t_{\phi} = 2L/C$ .

Швидкість розповсюдження ударної хвилі  $c$  в пружному круглому трубопроводі визначається за формулою:

$$c = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{d E_p}{\delta E_{Tp}}}}, \quad (1.235)$$

де  $d$  - діаметр трубопроводу;  $\delta$  - товщина стінки трубопроводу;  $E_p$  - модуль об'ємної пружності рідини;  $E_{Tp}$  - модуль об'ємної пружності трубопроводу (матеріалу).

В табл. 1.10 наводиться відношення  $E_p/E_{Tp}$  для води і для деяких матеріалів труб.

вищення тиску може викликати розрив трубопроводу.

Вперше це явище було досліджене російським вченим М.Є. Жуковським і результати досліджень були опубліковані в 1898 р.

При гідравлічному ударі збільшення тиску, викликане ним  $\Delta p$  сумірюється з тиском в трубопроводі до гідравлічного удару  $P_0$  і загальний тиск  $p$  буде дорівнювати:

$$p = p_0 + \Delta p. \quad (1.230)$$

Розглянемо явище гідравлічного удару при миттєвому закритті засувки 2 розташованої в кінці горизонтального трубопроводу 1 (рис. 1.47).

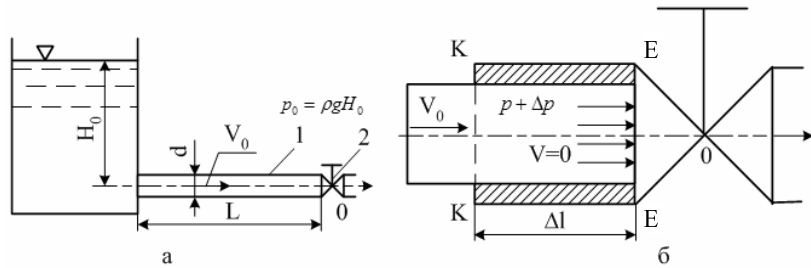


Рис. 1.47 Схеми до визначення тиску при гідравлічному ударі: 1 – трубопровід; 2- засувка.

За нескінченно малий проміжок часу, після закриття засувки, відсік ЕЕКК довжиною  $\Delta l$ , який примикає до засувки, зупиниться (рис. 1.47, б). Рідина в трубопроводі продовжує рухатись зі швидкістю  $V_0$ , внаслідок чого тиск у відсіці збільшиться на величину  $\Delta p$ , яку можна визначити за допомогою теореми про зміну кількості руху, застосувавши її до маси рідини що зупинилася.

Кількість руху в об'ємі відсіку ЕЕКК до закриття засувки:

$$KP = \rho \omega \Delta l V_0, \quad (1.231)$$

де  $\omega$  – площа перерізу труби;  $V_0$  - швидкість руху рідини до закриття засувки.

Після закриття засувки рідина зупиниться, швидкість і кількість руху зменшаться до нуля, тобто зміна кількості руху буде дорівнювати самій кількості руху, яка мала місце до закриття засувки. Зміна кількості руху буде дорівнювати імпульсу сили

$$IC = (p_0 + \Delta p) \omega \Delta t - p_0 \omega \Delta t = \Delta p \omega \Delta t \quad (1.232)$$

Прирівняємо кількість руху і імпульс сили

$$\rho \omega \Delta l V_0 = \Delta p \omega \Delta t \quad (1.233)$$

Позначимо  $c = \Delta l / \Delta t$ , отримаємо формулу підвищення тиску при гідравлічному ударі.

$$\Delta p = \rho V_0 c, \quad (1.234)$$

де  $c$  – швидкість розповсюдження ударної хвилі.

**Основна магістраль** - це лінія, яка з'єднує початкову точку мережі з тією точкою, в яку найбільш трудно подати рідину, тобто з **диктуючою** точкою. Точки, в яких відгалужуються окремі ділянки, або в які подаються зосереджені (вузлові) витрати рідини називаються **вузловими** (точки 1,2,3,4,5), а відповідні їм витрати ( $Q_1, Q_2, Q_4, Q_5$ ) – **вузловими витратами**.

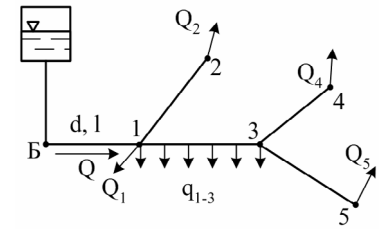


Рис. 1.45 Схема розімкнутого (тупикового) трубопроводу.

Основним питанням при розрахунку цих трубопроводів є встановлення розрахункових витрат рідини на окремих ділянках трубопроводу. У випадках, коли по трубопроводу транспортується тільки транзитна витрата (ділянки Б-1, 1-2, 3-4 і 3-5) вона буде й розрахунковою. На ділянці з шляховою витратою рідини розрахункову витрату слід визначати за залежністю (1.213). Отже, розрахунковими витратами рідини будуть:

$$Q_{p_{Б-1}} = Q_1 + Q_2 + Q_4 + Q_5 + Q_{ш1-3},$$

де  $Q_{ш1-3}$  - шляхова витрата визначається за формулою 1.214.

$$Q_{p_{1-2}} = Q_2; Q_{p_{1-3}} = Q_4 + Q_5 + 0.5 Q_{ш1-3}$$

$$Q_{p_{3-4}} = Q_4; Q_{p_{3-5}} = Q_5. \quad (1.224)$$

Гідравлічний розрахунок цих трубопроводів ведеться з застосуванням таблиці 1.9, якою регламентується порядок розрахунку і в неї ж вносяться його результати.

Назва ділянок трубопроводу та їх довжини (колонки 1, 2 табл. 1.9) приймаються з гідравлічної схеми трубопроводу. Витрати рідини  $Q_{ш}, Q_{тр}, Q_p$  (колонки 3,4,5) визначаються за методикою згідно формул (1.224). Діаметр трубопроводу  $d$  на окремих ділянках (колонка 6) визначається за формулою (1.202) і округлюється до ближчого більшого стандартного. Середня швидкість  $V$  (колонка 7) визначається за формулою  $V = 4Q_p / (\pi d^2)$ . Втрати напору  $h$ , вираховуються за формулою (1.205), для чого питомий опір  $A$  (колонка 8) приймається з таблиці 1.4, а поправочний коефіцієнт  $\beta$  (колонка 9) з таблиці 1.6. Вирахувавши витрати напору  $h_6$  (колонка 10), знаходимо їх суму від башти до кожної вузлової (і-тої) точки  $\sum_B^i h_6$  (колонка 11).

Таблиця 1.9. Гідравлічний розрахунок тупикової водопровідної мережі.

Ділянка	l, м	Витрата, л/с			d <sub>окр</sub> , мм	V, м/с	A, с <sup>2</sup> /м <sup>6</sup>	β	h <sub>в</sub> , м	∑ <sub>Б</sub> <sup>i</sup> h <sub>в</sub> , м	H <sub>Б</sub> , м	При H <sub>Б</sub> буд =			
		Q <sub>ш</sub>	Q <sub>тр</sub>	Q <sub>р</sub>								H <sub>нi</sub> , м		H <sub>вл. i</sub> , м	
												Поч. діл.	Кін. діл.	Поч. діл.	Кін. діл.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Б-1		-													
1-2		-													
1-3		-													
3-4		-													
3-5		-													

Висота водонапірної башти (колонка 12) знаходиться для кожної вузлової точки за формулою:

$$H_B = H_{вiл} + \sum_B^i h_e + (Z_i + Z_6), \quad (1.225)$$

де  $H_{вiл}$  – вільний напір рідини, який заданий (вимагається) в  $i$ -тій точці, тобто напір під яким рідина витікає з пристрою, за допомогою якого вона відбирається з трубопроводу;

$\sum_B^i h_e$  – сума втрат напору від башти до  $i$ -тої точки;  $Z_i, Z_6$  – геодезичні відмітки поверхні землі, відповідно, в  $i$ -тій точці і в місці установки башти.

Серед знайдених висот башти для усіх вузлових точок, в якості будівельної приймається найбільша округлена до ближчої більшої стандартної висоти. В колонки 13, 14 вносяться значення п'єзометричної висоти (напору) вираховані на початку і в кінці ділянки за формулою:

$$H_{пi} = Z_6 + H_{б\text{буд}} - \sum_B^i h_e \quad (1.226)$$

Останнім, в гідравлічному розрахунку розгалужених трубопроводів, є перевірочний розрахунок забезпечення необхідного вільного напору в кожній вузловій точці за формулою:

$$H_{вiл} = H_{пi} + Z, \quad (1.227)$$

де  $H_{пi}$  – п'єзометричний напір в точці;  $Z$  – геодезична відмітка поверхні землі в точці.

#### Кільцеві трубопроводи

Це трубопроводи у яких рідина в кожну точку подається з декількох напрямків, що забезпечує підвищену надійність їх роботи у порівнянні з тупикови-

ми. Прикладом їх є сільські кільцеві водопровідні мережі.

Ці трубопроводи складаються з якоїсь кількості замкнутих кілець, а тому називаються *замкнутими* (рис. 1.46)

Гідравлічний розрахунок цих трубопроводів ведеться у такій послідовності.

1. Обчислюються розрахункові вузлові витрати рідини  $Q_i$ , які складаються із зосередженої вузлової витрати (якщо вона є) і з півсуми шляхових витрат на лініях, що сходяться у вузлі, тобто

$$Q_i = Q_z + 0,5 \sum_{i=1}^n Q_{шi}, \quad (1.228)$$

де  $Q_z$  – зосереджена вузлова витрата;  $Q_{шi}$  – шляхові витрати на лініях, що сходяться у вузлі.

2. Призначаються лінійні (розрахункові) витрати рідини у першому приближенні та їх напрям (закруглені стрілочки, див. рис. 1.46). При цьому сума витрат рідини, які надходять до вузла, повинна дорівнювати сумі витрат, які виходять з вузла.

3. Визначаються діаметри труб на ділянках за формулою (1.202), які потім округлюються до більшого стандартного діаметра.

4. За формулою (1.205) обчислюються втрати напору на кожній ділянці кільцевої мережі, а потім виконується ув'язка кілець. Суть її полягає в тому, що алгебраїчна сума втрат напору в гілках кільця має бути близькою до нуля. Для цього, умовно, в гілці з рухом рідини за годинниковою стрілкою втрати напору приймають зі знаком плюс, а в протилежному напрямку – зі знаком мінус (рис. 1.46) наприклад, у першому кільці схеми мережі.

$$h_{e1-2} + h_{e2-5} - h_{e4-5} - h_{e1-4} \approx 0. \quad (1.229)$$

Якщо умова (1.229) не виконується, то необхідно, або перерозподілити розрахункові витрати в гілках кільця, або змінити діаметр труб і повторити розрахунки. Досягти повного виконання умови (1.229) практично неможливо, а тому допускається нев'язка в кільці  $\Delta h_b = 0,3...0,5$  м, а в усій мережі  $\Delta h_b = 1...1,5$  м.

#### 1.3.12.4 Гідравлічний удар в трубопроводах

Гідравлічний удар може мати місце тільки в напірних трубопроводах і є прикладом несталоного руху рідини в них.

**Гідравлічний удар** – це різке збільшення або зменшення тиску в напірних трубопроводах внаслідок різкого перекриття, або відкриття їх, що викликає різке збільшення, або зменшення швидкості руху рідини в трубопроводі.

Явище гідравлічного удару для трубопроводів негативне, так як значне під-

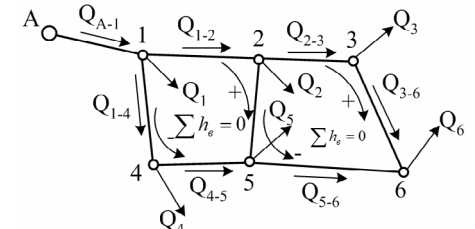


Рис. 1.46 Кільцева водопровідна мережа.

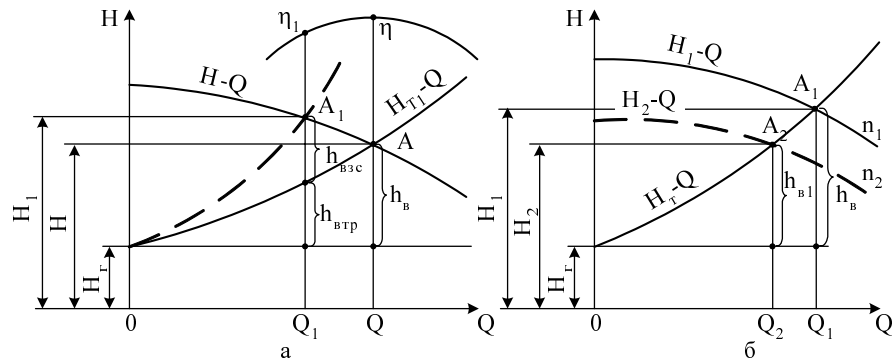


Рис. 2.16 Схеми характеристик насоса і трубопровода при регулюванні подачі: а - дроселюванням; б - зміною частоти обертання

Розглянемо **перший спосіб**. При повністю відкритій засувці робоча точка А знаходиться в проектному положенні і насос забезпечує проектну подачу  $Q$  при втратах напору  $h_s$  (рис. 2.16, а). Для забезпечення подачі  $Q_1$ , прикриємо частково засувку на напірному трубопроводі. Так як опір засувки входить до загального опору трубопроводу, значення останнього, з прикриттям засувки, збільшиться і характеристика трубопроводу пройде крутіше характеристики  $H_{T1}-Q$  (пунктир) (рис. 2.16 а). Внаслідок цього робоча точка переміститься по напірній характеристиці насоса  $H-Q$  в положення  $A_1$ , а подача стане  $Q_1$ . Так як витрата рідини в трубопроводі при зменшеній подачі зменшиться то зменшаться і втрати напору по довжині - відрізок  $h_{e_{mp}}$  (рис. 2.16,а), а відрізок  $h_{e_{зд}}$  (рис. 2.16,а) буде показувати

втрати напору на засувці. Без теоретичного обґрунтування відзначимо, що цей метод простий в здійсненні, але економічно він недоцільний, так як на подолання опору частково прикритої засувки не продуктивно витрачається енергія.

При **другому способі** змінюється частота обертання робочого колеса замість  $n_1$  встановлюється частота  $n_2 < n_1$ . Напірна характеристика трубопроводу залишається незмінною, а напірна характеристика насоса пройде нижче і займе положення  $H_2-Q$  (пунктир) (рис. 2.16, б). Робоча точка А, в цьому випадку переміститься по характеристиці трубопроводу в положення  $A_2$  і їй будуть відповідати зменшена витрата  $Q_2 < Q_1$ , та напір  $H_2 < H_1$ . Напір, створюваний насосом при зниженій частоті обертання, буде повністю використовуватися на подолання геометричної висоти та гідравлічних опорів, а тому цей спосіб є більш економічно доцільним, але технічно трудно здійсненним. Зміна частоти обертання робочого колеса допускається в межах 25 % від номінальної, а нові значення параметрів роботи насоса визначаються за залежностями (2.38). За цими залежностями, за відомими параметрами роботи насоса при  $n_1$ , з робочих характеристик береться декілька значень, відповідно,  $Q_1$ ,  $H_1$ ,  $N_1$  і по ним знаходяться точки для побудови нових характеристик, як це показано на рисунку 2.16, б - характеристика  $H_2-Q$  (пунктир).

потoku називається **нормальною глибиною**, а лінія вільної поверхні – **лінією нормальних глибин**.

За формою поперечного перерізу канали бувають прямокутні, трикутні, трапецієдальні, напівкруглі та параболічні (рис. 1.63).

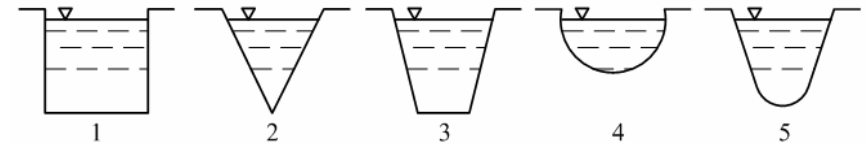


Рис. 1.63 Схеми поперечних перерізів каналів: 1 - прямокутного; 2 - трикутного; 3 - трапецієдального; 4 - напівкруглого; 5 – параболічного.

Поперечний переріз каналу, при якому ( $\omega = \text{const}$ ) змочений периметр  $\chi$  буде найменшим, а гідравлічний радіус  $R = \omega/\chi$  найбільшим, називається **гідравлічно найвигоднішим**. Такий канал, при усіх рівних умовах, у порівнянні з іншими каналами, забезпечує найбільшу витрату рідини.

З різних форм поперечного перерізу найбільш вигідним є напівкруглий, але побудувати канал з таким перерізом складно.

Найбільш вживаними є канали з трапецієдальною формою поперечного перерізу (рис. 1.64) які порівняно легко споруджувати і вони, за певних умов, близькі до гідравлічно найвигодніших.

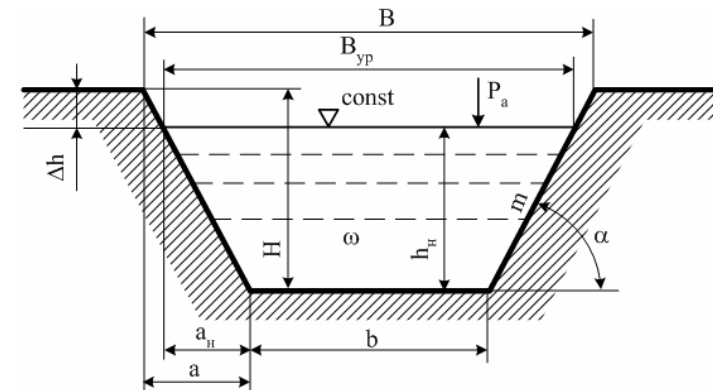


Рис. 1.64. Схема поперечного перерізу каналу трапецієдальної форми: В- ширина каналу зверху;  $B_{yp}$  – ширина каналу по урізу рідини (води); Н – глибина каналу;  $h_n$  – глибина рідини в каналі (глибина наповнення);  $\omega$  - площа поперечного перерізу; а - закладення схилу каналу;  $a_n$  - закладення схилу каналу, яке відповідає глибині наповнення; m - коефіцієнт закладення схилу;  $\alpha$  - кут нахилу схилу;  $\Delta h$  - запас каналу в дамбах.

Значення окремих елементів поперечного перерізу каналу трапецеїдальної форми, згідно з рисунком 1.64, визначаються за такими формулами.

Площа поперечного перерізу

$$\omega = (b + mh_n)h_n, \quad (1.288)$$

де  $b$  - ширина каналу по дну;  $m$  - коефіцієнт закладення схилу ( $m = \operatorname{ctg} \alpha = a/H$ ;  $h_n$  - глибина наповнення каналу).

Довжина змоченого периметра трапецеїдального каналу:

$$\chi = b + 2h_n\sqrt{1+m^2}. \quad (1.289)$$

Гідрравлічний радіус:

$$R = \frac{\omega}{\chi} = \frac{h_n(b + mh_n)}{b + 2h_n\sqrt{1+m^2}}. \quad (1.290)$$

Ширина каналу по урізу рідини (води):

$$B_{yp} = b + mh_n. \quad (1.291)$$

На рис. 1.65 показаний поздовжній перерізі каналу. Згідно з рисунком нахил дна каналу:

$$i = \frac{z_1 - z_2}{l}, \quad (1.292)$$

При гідрравлічному розрахунку каналів зустрічаються три основні задачі.

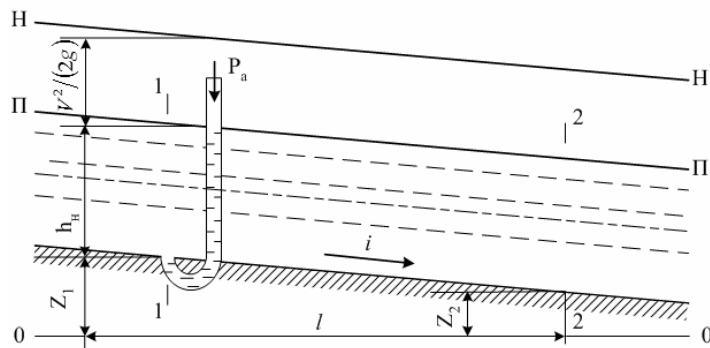


Рис. 1.65 Поздовжній переріз каналу з рівномірним рухом рідини (води).

**Знайти витрату  $Q$ ,** для чого спочатку знаходиться середня швидкість  $V$  при відомих нахилі дна каналу  $i$ , ширині по дну  $b$ , глибині наповнення  $h_n$ , закладенні схилів  $m$ , шорсткості  $n$ . Задача розв'язується прямою підстановкою вирахованих  $\omega$ ,  $R$  і  $C$  в формули

$$V = C\sqrt{Ri}; \quad Q = \omega C\sqrt{Ri}, \quad (1.293)$$

де  $C$  - коефіцієнт Шезі, визначається за нижченаведеними формулами;  $R$  - гідрравлічний радіус,  $R = \omega/\chi$ ;  $\chi$  - змочений периметр для трапецеїдального пе-

теристики, яка описується формулою аналогічною з формулою (1.210) та (2.7). Так як, гідрравлічний опір трубопроводу пропорційний квадрату витрати рідини, тобто  $h_b = K Q^2$  можемо записати:

$$H_T = H_r + K \cdot Q^2. \quad (2.39)$$

Згідно з формулою (2.39) насос в насосній установці забезпечує подолання геометричної висоти підняття рідини та гідрравлічних опорів, ця ж формула є рівнянням параболи, яка не проходить через початок координат, а крутизна її залежить від величини опору трубопроводу.

Якщо на графік робочих характеристик насоса нанесено напірну характеристику трубопроводу то на перетині її з напірною характеристикою насоса отримаємо точку А, яка називається **робочою точкою**, їй відповідають фактичні  $H_\phi$ ,  $Q_\phi$ ,  $N_\phi$ ,  $\eta_\phi$  параметри роботи насоса з цим трубопроводом (рис. 2.15). Напірна характеристика трубопроводу будується по декількох точках, які отримують задавши декількома значеннями витрати  $Q$  в формулі (2.39). Величина  $K$  окремо вираховується для усмоктувальної лінії  $K_{yc} = (\lambda l / d + \sum \zeta) / (V^2 / 2g)$  і нагнітальної  $K_n = A \cdot l_p \cdot \beta$ .

Величина  $H_r$  є постійною і обумовлюється необхідною висотою підняття рідини.

При проектуванні насосної установки необхідно прагнути, щоб робоча точка А як можна ближче відповідала максимальному значенню ККД, тобто знаходилась в межах робочої зони на характеристиці  $H-Q$ .

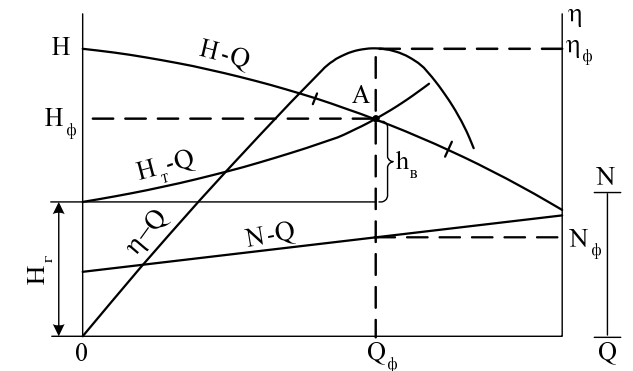


Рис. 2.15 Робочі характеристики насоса і трубопроводу:  $h_b$  - втрати напору.

### 2.1.2.6 Регулювання подачі відцентрових насосів

В виробничих умовах часто виникає необхідність змінити подачу насоса у порівнянні з проектною. Оскільки режим роботи насоса з даним трубопроводом визначається робочою точкою, то зміна подачі може полягати тільки в її зміщенні. Припустимо, що потрібно подачу від  $Q$  зменшити до значення  $Q_1 < Q$  (рис. 2.16). Досягти цього можна трьома способами: зміною характеристики трубопроводу - шляхом часткового прикриття засувки на напірному трубопроводі (метод дроселювання); зміною напірної характеристики насоса - шляхом зменшення частоти обертання робочого колеса; або обточкою робочого колеса.



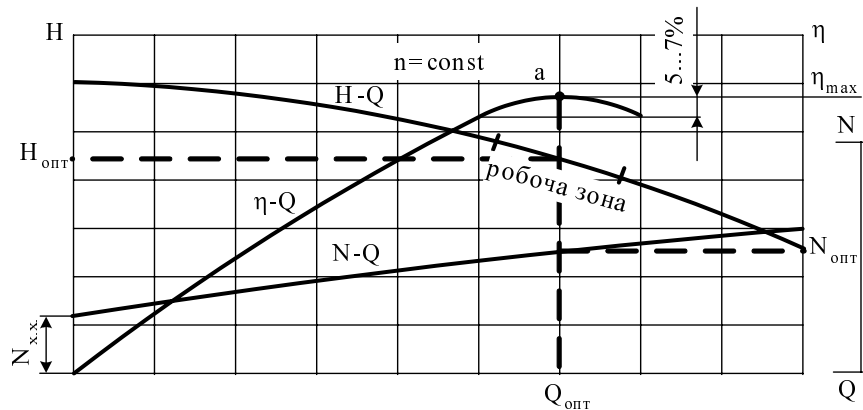


Рис. 2.14 Схема робочих характеристик відцентрових насосів.

Характеристика  $H-Q$  (рис. 2.14) називається напірною і є основною характеристикою, тому що за нею підбираються насоси. Характеристика  $N-Q$  - потужнісна характеристика. Характеристика  $\eta-Q$  - характеристика ККД.

Точка  $a$  на характеристиці  $\eta-Q$ , яка відповідає максимальному значенню ККД, визначає оптимальні робочі параметри насоса  $Q_{\text{опт}}$ ,  $H_{\text{опт}}$  і  $N_{\text{опт}}$ .

Отже, характеристика  $H-Q$  - це залежність напору від подачі насоса. На характеристиці  $H-Q$  хвилястими лініями позначається *робоча зона*, тобто зона в якій необхідно експлуатувати насос. Вона відповідає максимальним значенням ККД. По окресленню напірна характеристика є кривою, яка безперервно знижується.

Потужнісна характеристика  $N-Q$  - це залежність корисної потужності від подачі насоса. Вона показує, що при збільшенні подачі потужність насоса збільшується. При нольовій подачі, тобто при холостому ході потужність  $N_{\text{х.х.}}$  мінімальна (рис. 2.14), а тому пуск великих насосів здійснюється при закритій засувці на напірному трубопроводі. Робота насоса при закритій засувці допускається на проміжку не тривалого часу.

Характеристика коефіцієнта корисної дії  $\eta-Q$  - це залежність ККД від подачі насоса. В тривалому режимі насоси слід експлуатувати при максимальних значеннях ККД, зниження ККД від максимальних значень допускається в межах 5...7%.

### 2.1.2.5. Робота насоса з трубопроводом

Як відзначалося раніше, насос забезпечує перекачування рідини тільки сумісно з усмоктувальним та нагнітальним трубопроводами. Площа поперечного перерізу трубопроводу (його діаметр) суттєво впливає на технічні показники роботи насосної установки.

Трубопровід в системі насосної установки має також свою напірну харак-

теристику,  $\chi = b + 2h_n \sqrt{1 + m^2}$ ;  $i$  - нахил дна каналу;  $\omega$  - площа поперечного перерізу каналу, для трапецеїдального каналу  $\omega = (b + mh_n)h_n$ .

Що стосується коефіцієнта Шезі, то він визначається за формулами

$$c = \frac{1}{n} R^y, \quad \text{або} \quad c = \frac{1}{n} R^{1/6}, \quad (1.294)$$

де  $y$  - показник степеня,  $y = 1,5\sqrt{n}$  при  $R < 1\text{ м}$ ,  $y = 1,3\sqrt{n}$ , при  $R > 1\text{ м}$ ;  $n$  - коефіцієнт шорсткості русла, для земляного русла  $n = 0,02 \dots 0,03$ , для облицьованого (бетонного та ін.)  $n = 0,012 \dots 0,03$  [32]

**Знайти нахил дна каналу**  $i$  при заданих: витраті  $Q$ , ширині каналу по дну  $b$ , глибині наповнення  $h_n$ , закладенні схилів  $m$  і шорсткості  $n$ .

Ця задача розв'язується шляхом підставлення вирахованих величин  $\omega$ ,  $R$ ,  $C$  за формулою:

$$i = \frac{Q^2}{\omega^2 R^2 C^2}. \quad (1.295)$$

При цьому необхідно виконати умову

$$i_{\min} \leq i \leq i_{\max}, \quad (1.296)$$

$$\text{де} \quad i_{\min} = \frac{V_{\text{нзм}}^2}{c^2 R}; \quad i_{\max} = \frac{V_{\text{нрз}}^2}{c^2 R}, \quad (1.297)$$

$V_{\text{нзм}}$  - незамулююча швидкість, визначається за залежністю  $V_{\text{нзм}} \geq aR^{0,5}$ , де  $a$  - коефіцієнт який залежить від виду наносів і змінюється від 0,3 до 0,7. Найменше значення  $V_{\text{нзм}} = 0,3$  м/с. Взагалі ж незамулююча швидкість залежить від **гідравлічної крупності** наносів, тобто швидкості випадіння їх в осадок, а вона складає 0,4...8 мм/с;  $V_{\text{нрз}}$  - нерозмиваюча швидкість, її значення наводяться в літературних джерелах залежно від виду русла і характеру потоку. Для найбільш розповсюджених каналів облицьованих бетоном  $V_{\text{нрз}} = 10 \dots 20$  м/с [32].

**Визначити розміри перерізу каналу** (ширину по дну  $b$  і глибину  $h$ ) при відомих: витраті  $Q$ , нахилі дна  $i$ , шорсткості русла  $n$  і закладенні схилів  $m$ .

Це найбільш розповсюджена задача. Так як розрахункове рівняння одне  $Q = \omega c \sqrt{R_i}$ , а невідомих величин дві  $b$  і  $h$  то додатково використовується рівняння  $\beta = b/h$ . Значення величин  $b$  і  $h$  приймаються таким, щоб переріз каналу був гідравлічно найвигіднішими, що, наприклад для трапецеїдального каналу складає

$$\beta_{\text{г.н}} = 2(\sqrt{1 + m^2} - m). \quad (1.298)$$

При цьому можливі два варіанти розв'язання задачі.

Задаємося значеннями  $b$  і знаходимо, відповідно умовам задачі, значення  $h$ .

Ця задача розв'язується методом підбору, тобто послідовно задаємося рядом значень глибин  $h$  і вираховуємо відповідну їм витрату  $Q$  до тих пір, поки не отримаємо потрібного значення. Відповідна цій витраті глибина  $h$  і буде пошуковою. Цю задачу можна розв'язати і графоаналітичним методом. Задаючись рядом

значень глибини  $h$ , знаходимо відповідну їм витрату  $Q$  і будуємо графік  $Q = f(h)$ . Відклавши на вісі необхідну витрату знаходимо по графіку відшукувану глибину наповнення каналу  $h$ .

Задаємося значеннями глибини  $h$ , знаходимо відповідне значення ширини каналу по дну  $b$ . Розрахунки можна вести, як і в попередньому випадку, аналітично і графоаналітично. При аналітичному методі назначається ряд значень  $b$  і розрахунок каналу повторюється до тих пір поки розрахункова витрата  $Q$  не буде дорівнювати потрібній. Ширина  $b$  буде відшукуваною, коли розрахункова витрата буде дорівнювати потрібній. При графоаналітичному методі будується графік залежності  $Q = f(b)$ , тобто по ряду значень  $b$  знаходяться відповідні їм значення витрати, за якими і будується вище названий графік. Відклавши потрібну витрату  $Q$  по графіку  $Q = f(b)$ , знаходимо відшукувану ширину каналу по дну  $b$ .

При розрахунку безнапірних водоводів любого профілю розв'язуються тіж задачі, що й для каналів, а саме: знаходження витрати  $Q$ , нахилу дна  $i$ , розмірів поперечного перерізу.

### 1.3.16 Водозливи

**Водозливами** називаються споруди, які перегороджують потік рідини і через які відбувається її перелив. Прикладами таких споруд є греблі, шлюзи, гідрометричні водомірні водозливи. Частина потоку, яка знаходиться перед водозливом називається верхнім б'єфом (ВБ) (від франц. bief – млиновий потік, шлюзовий жолоб), а частина потоку яка знаходиться нижче водозливу (за течією) – нижнім б'єфом (НБ) (рис. 1.66). Верхня частина водозливу, через яку переливається рідина, називається порогом водозливу. Висота рівня рідини верхнього б'єфа над порогом водозливу називаються напором на водозливі і позначається  $H$ .

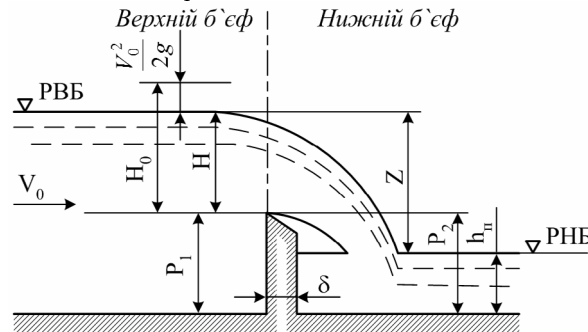


Рис. 1.66 Схема водозливу:  $\nabla\text{РВБ}$  – відмітка горизонту (рівня) верхнього

б'єфа;  $\nabla\text{РНБ}$  – відмітка горизонту нижнього б'єфа;  $H$  – напір на водозливі (геометричний);  $V_0$  – швидкість підходу рідини (середня швидкість потоку на відстані (3...4)  $H$  від гребня водозливу;  $H_0$  – повний напір на водозливі;  $P_1$  – висота порогу водозливу з боку верхнього б'єфа;  $P_2$  – висота порогу водозливу з боку нижнього

### 2.1.2.4 Робочі характеристики відцентрових насосів

**Робочі характеристики насосів** – це графічне зображення залежностей напору, потужності і ККД. від подачі насоса, тобто  $H = f(Q)$ ,  $N = f(Q)$ ,  $\eta = f(Q)$ .

В якості незалежності перемінної прийнята подача насоса  $Q$  тому, що вона безпосередньо пов'язана з витратою рідини в трубопроводі. Робочі характеристики насосів є основним технічним документом для проектування насосних установок.

Робочі характеристики насосів будуються за результатами енергетичних випробувань виготовлених на заводі насосів. Випробування насосів здійснюється на спеціальних (випробувальних) стендах (рис. 2.13).

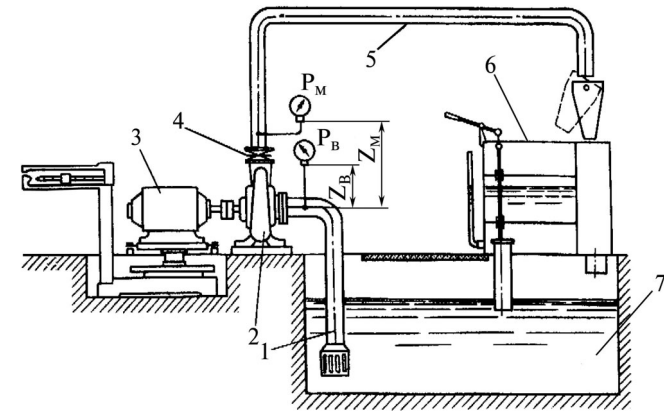


Рис. 2.13 Схема стенда для енергетичних випробувань відцентрових насосів: 1 – усмоктувальний трубопровід; 2 – випробований насос; 3 – електродвигуни; 4 – засувка; 5 – напірний трубопровід; 6 – мірний резервуар; 7 – резервуар з водою.

Випробування насосів здійснюється таким чином. Регулюючи ступінь відкриття засувки на напірному трубопроводі, при постійній частоті обертання робочого колеса, отримуються різні подачі  $Q$  і відповідні їм напори  $H$ . Подача насоса визначається за допомогою мірного резервуара, водозливу чи витрати – вимірювача.

Повний напір насоса  $H$  встановлюється за залежністю (2.6), тобто як манометричний напір. Споживана потужність  $N_{\text{спож}}$  встановлюється за показанням електровимірювальних приладів і визначається за залежністю (2.10), частота обертання робочого колеса вимірюється тахометром. Корисна потужність  $N_{\text{кор}}$  встановлюється за залежністю (2.9). Коефіцієнт корисної дії встановлюється за залежністю (2.11).

За даними випробувань будуються графічні залежності  $H = f(Q)$ ,  $N = f(Q)$ ,  $\eta = f(Q)$ , (рис. 2.14).

$$\frac{H_H}{H_M} = \left( \frac{n_H \cdot D_H}{n_M \cdot D_M} \right)^2 \frac{\eta_{ГН}}{\eta_{ГМ}}, \quad (2.32)$$

Подача насоса дорівнює добутку площі вихідного перерізу робочого колеса  $\pi D_2 b_2$  (рис. 2.12), радіальної складової абсолютної швидкості  $C_{r2}$  і об'ємного ККД, тобто:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{\varepsilon_H \pi \cdot C_{r2H} D_{2H} b_{2H} \eta_{об.Н}}{\varepsilon_M \pi \cdot C_{r2M} D_{2M} b_{2M} \eta_{об.М}}. \quad (2.33)$$

Замінімо відношення швидкостей відношенням  $n_H D_H / (n_M D_M)$ , а також, враховуючи, що  $b_{2H}/b_{2M} = D_{2H}/D_{2M}$ , отримаємо:

$$\frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M} \left( \frac{D_H}{D_M} \right)^3 \frac{\eta_{об.Н}}{\eta_{об.М}}. \quad (2.34)$$

Потужність насоса змінюється пропорційно добутку  $QH$ . Підставивши замість  $Q$  і  $H$  їх значення з рівнянь (2.32) і (2.34), отримаємо:

$$\frac{N_H}{N_M} = \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2 \left( \frac{D_H}{D_M} \right)^5 \frac{\eta_{Г.Н} \eta_{об.Н} \eta_{м.Н}}{\eta_{Г.М} \eta_{об.М} \eta_{м.М}}. \quad (2.35)$$

де  $\eta_m$  – механічний ККД.

При малій різниці  $n_H$  від  $n_M$  і  $D_H$  від  $D_M$  приблизно можна прийняти  $\eta_{Г.Н} = \eta_{Г.М}$ ,  $\eta_{об.Н} = \eta_{об.М}$ ,  $\eta_{м.Н} = \eta_{м.М}$ , тоді формули (2.32), (2.34), (2.35) приймуть вигляд:

$$\frac{H_H}{H_M} = \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^2 \left( \frac{D_H}{D_M} \right)^2; \quad \frac{Q_H}{Q_M} = \frac{n_H}{n_M} \left( \frac{D_H}{D_M} \right)^3; \quad \frac{N_H}{N_M} = \left( \frac{n_H}{n_M} \right)^3 \left( \frac{D_H}{D_M} \right)^5. \quad (2.36)$$

Формули (2.36) є формулами перерахунку, за ними можна перерахувати основні параметри роботи насоса, якщо змінилися відповідні розміри робочого колеса чи умови експлуатації.

Якщо один і той же насос ( $D_H = D_M$ ) робить при різних частотах обертання  $n_1$  і  $n_2$  то формули перерахунку приймуть такий вигляд:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2; \quad \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3. \quad (2.37)$$

Формули (2.37) називаються формулами пропорційності.

Для любого значення  $n_i$  і  $D_i$  параметри насоса можна вирахувати за залежностями:

$$H_i = H_1 \left( \frac{n_i}{n_1} \right)^2 \left( \frac{D_i}{D_1} \right)^2; \quad Q_i = Q_1 \frac{n_i}{n_1} \left( \frac{D_i}{D_1} \right)^3; \quad N_i = N_1 \left( \frac{n_i}{n_1} \right)^3 \left( \frac{D_i}{D_1} \right)^5, \quad (2.38)$$

де символ “1” – вказує на базову модель насоса.

б'єфа;  $h_n$  - глибина рідини в нижньому б'єфі (побутова);  $B$  - ширина водозливу;  $\delta$  - товщина водозливу;  $Z$  - різниця відміток горизонтів (рівнів) води в верхньому і нижньому б'єфах (гідравлічний перепад).

Водозливи класифікуються за: товщиною водозливної стінки і окресленням самого порога; розташуванням і формою водозливної стінки в плані; формою водозливного отвору; умовами підходу потоку до водозливу; характером протікання рідини через водозлив; умовами спряження б'єфів.

Таким чином водозливи класифікуються:

1. За шириною і формою порогу:

3 тонкою стінкою  $\delta < 0,5 H$  (рис. 1.70, а); Практичного профілю  $0,5 H < \delta < 2H$  (рис. 1.70, б, в); 3 широким порогом  $2H < \delta < (8 \dots 10)H$  (рис. 1.70, г)

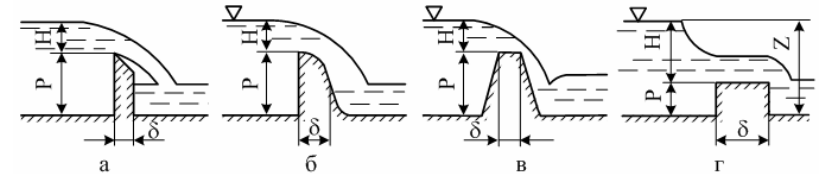


Рис. 1.67 Схеми водозливів: а - з тонкою стінкою; б, в - практичного профілю; г - з широким порогом.

1. За формою вирізу: Прямокутні; Трапецеїдальні; Трикутні;

2. За умовами спряження б'єфів: Не підтоплені (рис. 1.68, а); Підтоплені (рис. 1.68, б).

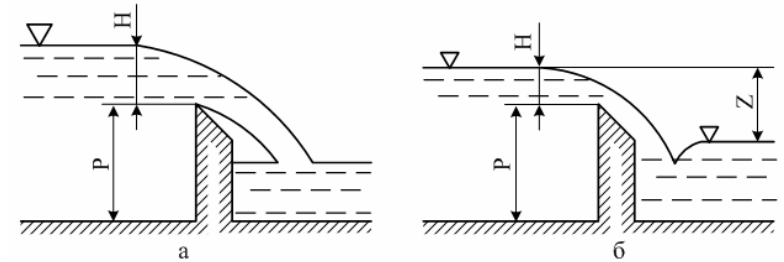


Рис. 1.68 Схеми не підтопленого і підтопленого водозливів: а - не підтоплений; б - підтоплений.

Не підтопленим називається водозлив на якому рівень води (рідини) нижнього б'єфа не чинить впливу на горизонт води верхнього б'єфа. Якщо ж рівень нижнього б'єфа впливає на горизонт верхнього б'єфа, то водозлив називається підтопленим.

Основним гідравлічним показником водозливів є витрата рідини, яка для прямокутного водозливу визначається залежністю

$$Q = m_0 b H \sqrt{2gH}, \quad (1.299)$$

де  $m_0$  – коефіцієнт витрати водозливу, визначається за окремою формулою і залежно від типу водозливу становить 0,4...0,6;  $b$  – ширина порога водозливу  $H$  – напір на водозливі.

Перетікання рідини через водозливи, за певних умов, супроводжується гідравлічним стрибком.

**Гідравлічний стрибок** – це явище різкого переходу потоку рідини від бурхливого до спокійного стану. Він має місце при переливі рідини через гідротехнічні споруди, зміни нахилу дна русла (рис. 1.69).

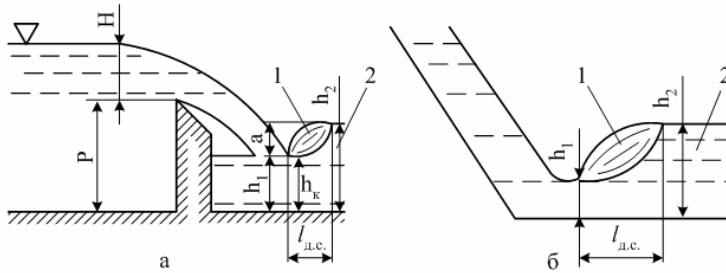


Рис. 1.69 Схема гідравлічного стрибка: а - при переливі води через водозлив; б - при зменшенні нахилу дна русла; 1 - валець; 2-транзитна струмина;  $h_1$ ,  $h_2$  - глибина води в стрибку відповідно, на його початку і в кінці – взаємні, або спряжені глибини;  $h_k$  - критична глибина;  $l_{д.с.}$  - довжина стрибка.

Безстрибковий перехід потоку з бурхливого в спокійний стан неможливий. Гідравлічний стрибок складається з вальця і транзитної струмини. Він характеризується довжиною  $l_{д.с.}$ , за яку прийнято вважати довжину горизонтальної проекції поверхневого вальця і яка визначається залежністю:

$$l_{д.с.} = 5(h_2 - h_1), \quad (1.300)$$

де  $h_1$ ,  $h_2$  – спряжені глибини води (рідини).

Висота гідравлічного стрибка визначається залежністю

$$a = h_2 - h_1, \quad (1.301)$$

де  $a$  – висота стрибка.

Гідравлічний стрибок буває різних видів:

1. **Досконалий** – це стрибок з явно вираженим поверхневим вальцем. При цьому виді стрибка  $h_2/h_1 \geq 2$ , або  $a > h_1$  (рис. 1.69)

2. **Хвилястий** – це стрибок порівняно невеликої висоти без вальця, що приймає форму ряду поступово затухаючих хвиль (рис. 1.70 а). При цьому  $h_2/h_1 < 2$ , або  $a < h_1$ .

3. **Підтоплений** – це стрибок, який виникає перед перепорою, що не дозволяє переміщуватись гідравлічному стрибку проти течії, наприклад, при затопленому витіканні з під щита (рис. 1.70, б).

4. **Підпертий** – це стрибок, який виникає перед перешкодою, відрізняється від досконалого стрибка меншою довжиною, викривленою транзитною струми-

на частоти обертання робочого колеса, часткова обрізка його, що викликає зміну параметрів, які характеризують насос.

Поширення результатів випробувань моделей насосів на натуральні гідромашини, встановлення нових параметрів роботи насосів при зміні частоти обертання та при обрізці робочого колеса здійснюється на підставі загальної теорії і гідромеханічної подібності (підрозділ 1.3.10), яка в даному випадку інтерпретується таким чином.

Два насоси вважаються **геометрично подібними**, якщо лінійні розміри одного з них (наприклад моделі) в однакову кількість разів менше чи більше відповідних розмірів другого (натури), тобто:

$$D_n / D_m = b_n / b_m = \alpha_l = const, \quad (2.26)$$

де  $D_n$ ,  $D_m$  – діаметри, відповідно, натури і моделі,  $b_n$ ,  $b_m$  – ширина лопаті, відповідно, натури і моделі;  $\alpha_l$  – лінійний масштаб моделювання.

**Кінематична подібність** стосовно насосів означає подібність трикутників швидкостей у відповідних точках, що описується формулою:

$$V_n / V_m = \omega_n / \omega_m = u_n / u_m = n_n D_n / n_m D_m = \alpha_v = const. \quad (2.27)$$

**Динамічна подібність** полягає в пропорційності сил, які діють у відповідних точках, а саме сил тиску, в'язкості, тяжіння і інерції що описуються числами, відповідно Ейлера ( $\epsilon_e$ ), Рейнольдса ( $Re$ ), Фруда ( $Fr$ ), Струхаля ( $St$ ), тобто:

$$\epsilon_e = p / (\rho v^2); Re = vd / (\nu); Fr = v^2 / (gl); St = l / (tv), \quad (2.28)$$

де  $l$  – характерний лінійний розмір;  $t$  – час.

В практиці моделювання гідромашин велике значення має критерій Ейлера

$$\epsilon_e = gHD^4 / Q^2. \quad (2.29)$$

На підставі вищевказаних теоретичних положень, для інженерних розрахунків виведемо формули перерахунку параметрів насосів.

Розглянемо геометрично подібні однотипні насоси діаметрами  $D_n$ ,  $D_m$ , з робочих колес які обертаються з частотою  $n_n$ ,  $n_m$ , які створюють напори  $H_n$ ,  $H_m$  і забезпечують подачу  $Q_n$ ,  $Q_m$ .

У відповідності з основним рівнянням лопатевих насосів (2.25) напори для цих коліс визначаються формулами:

$$H_n = \epsilon_n \eta_{ГН} c_{2H} U_{2H} \cos \alpha_{2H} / g; H_m = \epsilon_m \eta_{ГМ} c_{2M} U_{2M} \cos \alpha_{2M} / g, \quad (2.30)$$

Відношення цих напорів:

$$\frac{H_n}{H_m} = \frac{\epsilon_n c_{2H} U_{2H} \cos \alpha_{2H}}{\epsilon_m c_{2M} U_{2M} \cos \alpha_{2M}} \cdot \frac{\eta_{ГН}}{\eta_{ГМ}}. \quad (2.31)$$

Виходячи з умови геометричної подібності можна вважати, що  $\epsilon_n = \epsilon_m$ ,  $\alpha_{2H} = \alpha_{2M}$ . Замінивши відношення  $U_2$  і  $C_2$  відношенням  $n \cdot D$ , де  $n$  – частота обертання, отримуємо:

$$N = M \cdot \omega, \quad (2.20.)$$

де  $\omega$  - кутова швидкість обертання робочого колеса, тоді:

$$M\omega = \rho g Q H_T. \quad (2.21)$$

Підставивши значення моменту отримаємо:

$$\rho g Q H_T = \rho Q \omega (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1). \quad (2.22)$$

Після скорочення величин та керуючись тим, що окружна швидкість дорівнює добутку кутової швидкості на радіус обертання, тобто  $\omega R = U$  і розв'язавши рівняння відносно теоретичного напору, отримаємо:

$$H_T = \frac{C_2 U_2 \cos \alpha_2 - C_1 U_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (2.23)$$

Рівняння (2.23) є основним рівнянням лопатевих (в т.ч. і відцентрових) насосів для теоретичного напору. Воно виведене для ідеальних умов. Фактичний напір буде менше теоретичного в наслідок втрат енергії на тертя в лопатевому колесі, не плавності та невісьосиметричності лопатей, кінцевої кількості їх і реальної товщини. Дійсний напір буде:

$$H = \varepsilon \eta_r \frac{C_2 U_2 \cos \alpha_2 - C_1 U_1 \cos \alpha_1}{g}, \quad (2.24)$$

де  $\varepsilon$  - коефіцієнт стиснення, який враховує вплив кінцевої кількості лопатей в робочому колесі насоса ( $\varepsilon = 0,75 \dots 0,9$ );  $\eta_r$  - гідравлічний ККД, що враховує втрати енергії в робочому колесі на тертя ( $\eta_r = 0,9 \dots 0,95$ ) [39].

В кінцевому підсумку, задача полягає в отриманні найбільшого напору насоса. Досягти цього можна зменшенням другого члена чисельника в формулі (2.24) з наближенням його значення до нуля. Так як швидкості  $C_1$  і  $U_1$  обернути в ноль неможливо, то досягти цього можна тільки кутом  $\alpha_1$  наближаючи його до  $90^\circ$ , косинус якого дасть ноль, що й дасть можливість позбавитися від від'ємника в чисельнику рівняння (2.24). Саме цьому, при розробці конструкцій насосів прагнуть, щоб рідина в колесо входила в радіальному напрямку, тобто при куті  $\alpha_1 = 90^\circ$  і тоді напір буде максимальним

$$H = \varepsilon \eta_r \frac{C_2 U_2 \cos \alpha_2}{g}. \quad (2.25)$$

Цією формулою й користуються при конструюванні робочих коліс нових насосів, але надійно визначити напірну характеристику насоса по ній не можливо, вона будується за експериментальними даними.

### 2.1.2.3 Подібність відцентрових (лопатевих) насосів

В зв'язку зі складністю руху рідини в проточній частині лопатевих насосів, виникає необхідність, при створенні нових їх конструкцій, поряд з розрахунково-теоретичними методами застосовувати і лабораторні випробування цих насосів.

Крім цього, при експлуатації насосів застосовуються і такі прийоми як змі-

ною і наявністю під нею ще одного вальця, (рис. 1.70, в).

5. **Поверхневий** - це стрибок з розширеним донним вальцем, виникає на початку стрибка, як правило, за уступом (рис. 1.70, г).

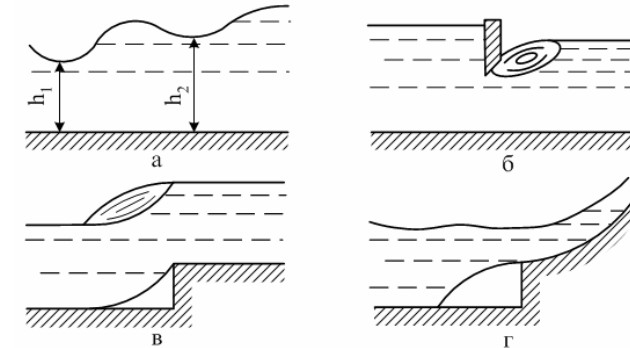


Рис. 1.70. Схеми гідравлічних стрибків різних видів: а - хвилястого; б - підтопленого; в - підпертого; г - поверхневого.

Як бачимо, гідравлічний стрибок виникає при спряженні б'єфів і його дія може викликати руйнування русла нижнього б'єфа. Тому на практиці досягається таке спряження б'єфів при якому стрибок був би безпечним, а цій вимозі найкраще відповідає затоплений стрибок (рис. 1.71).

### 1.3.17 Фільтрація рідин. Закон Дарсі.

**Фільтрація рідин** - це рух рідини в пористих середовищах. Прикладами фільтрації є рух ґрунтових і міжшарових вод, рух води через фільтри при їх очищенні на очисних спорудах, рух масел в фільтрах машин і механізмів.

Фільтраційний рух рідин може бути напірним і безнапірним.

Поверхня безнапірного фільтраційного потоку називається **депресійною поверхнею**, а крива лінії її перерізу вертикальною площиною називається **кривою депресії** (рис. 1.72).

При фільтрації рідини через пористе тіло, власне рідина рухається через пори(пустоти), які мають місце між частками пористого середовища.

Пористе середовище характеризується коефіцієнтом пористості  $p$ , який ви-

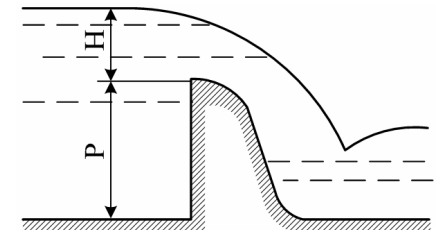


Рис. 1.71 Схема затопленого гідравлічного стрибка.

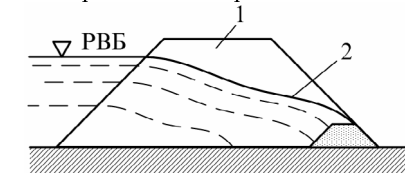


Рис.1.72 Схема фільтрації води через тіло земляної греблі: РВБ - рівень верхнього б'єфа; 1 - гребля; 2 - крива депресії; 3- дренажна призма.

значається залежністю

$$p = \frac{W_{пор}}{W}, \quad (1.302)$$

де  $W_{пор}$  - об'єм пор;  $W$  - загальний об'єм пористого середовища.

Чим менші зерна пористого середовища, тим коефіцієнт пористості більше, так для піску з частками діаметром біля 1мм  $p = 0,3$ , а для глини (частки менші)  $p = 0,5$  [32].

Швидкість руху рідини в порах фільтраційного середовища (наприклад, ґрунту) визначається залежністю:

$$V_n = \frac{Q}{\omega_n}, \quad (1.303)$$

де  $Q$  - витрата фільтраційного потоку;  $\omega_n$  - площа пор в перерізі фільтраційного потоку.

В практичних розрахунках користуються умовною швидкістю  $V_{ум}$ , яка визначається залежністю:

$$V_{ум} = \frac{Q}{\omega}, \quad (1.304)$$

де  $\omega$  - загальна площа перерізу фільтраційного потоку.

Отже,

$$V = pV_{п}. \quad (1.305)$$

Оскільки  $p < 1$ , то швидкість фільтрації завжди менше швидкості руху рідини в порах ґрунту.

Досліди, які були проведені французьким вченим - гідравліком Дарсі (1856 р.) з піском і глиною, дозволили встановити, що швидкість фільтрації в умовах сталого руху описується залежністю, яка називається формулою Дарсі і має вигляд:

$$V = K_{\phi} I, \quad (1.306)$$

де  $K_{\phi}$  - коефіцієнт фільтрації, який залежить від виду середовища і температури рідини, наводиться в довідковій літературі, [30]. Наприклад,  $K_{\phi \text{ піску}} = 0,1 \dots 0,01$  см/с;  $K_{\phi \text{ глини}} = 0,00001$  см/с;  $I$  - гідравлічний (п'єзо-метричний) нахил, який показує втрати напору на шляху фільтрації рідини, тобто  $I = h_b/l$ , де  $h_b$  - втрата напору;  $l$  - довжина (шлях) на якому відбувається фільтрація.

Витрата фільтраційного потоку визначається залежністю

$$Q = K_{\phi} \omega I, \quad (1.307)$$

де  $\omega$  - площа поперечного перерізу фільтраційного потоку.

При турбулентній фільтрації швидкість фільтраційного потоку визначається залежністю

$$V = K_{\phi} I^m, \quad (1.308)$$

де  $m$  - показник степені,  $m = 1 \dots 0,5$ .

струминний, лопаті ідеально гладкі, рух рідини в колесі вісьосиметричний.

З фізики відомо, що кількість руху  $KP = mc$ , де  $m$  - маса тіла;  $c$  - швидкість руху тіла. У випадку, що розглядається  $m = \rho q$ , де  $q$  - витрата рідини, яка протікає через один канал між двома суміжними лопатями та дисками робочого колеса. Таким чином  $m$ , це маса рідини, яка протікає через один канал за одиницю часу. Підставимо значення маси в формулу кількості руху, застосувавши при цьому символ "штрих", позначаючи, що кількість руху відноситься до одного каналу, отримаємо на вході і виході робочого колеса:

$$Kp'_1 = mc_1 = \rho_1 qc_1; Kp'_2 = mc_2 = \rho q c_2. \quad (2.12)$$

Рівняння моментів кількості руху на вході і виході робочого колеса (каналу) будуть мати такий вигляд:

$$M'_{кр1} = \rho qc_1 \cdot R_1 \cos \alpha_1; M'_{кр2} = \rho qc_2 \cdot R_2 \cos \alpha_2, \quad (2.13)$$

де  $R_1, R_2$  - радіуси, відповідно, вхідного і вихідного кіл (коліс) робочого колеса;

$\alpha_1, \alpha_2$  - кути між векторами абсолютної і окружної швидкостей, відповідно, на вході і виході робочого колеса.

Зміна моменту кількості руху буде мати такий вигляд:

$$\Delta M'_{кр} = M'_{кр2} - M'_{кр1} = \rho q (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1). \quad (2.14)$$

Сума змін моментів, тобто для всього робочого колеса складе:

$$\sum \Delta M'_{кр} = \sum \rho q (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1). \quad (2.15)$$

В рівнянні (2.15) всі величини постійні, змінна тільки  $q$ , але  $\sum q = Q$ , тоді:

$$\sum \Delta M'_{кр} = \rho Q (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1). \quad (2.16)$$

Так як, згідно з прийнятою для виведення рівняння теоремою, зміна моменту кількості руху повинна дорівнювати моменту зовнішніх сил  $M$ , тобто моменту створюваного привідним двигуном, будемо мати:

$$\sum \Delta M'_{кр} = M. \quad (2.17)$$

Підставимо це значення в (2.16):

$$M = \rho Q (C_2 R_2 \cos \alpha_2 - C_1 R_1 \cos \alpha_1), \quad (2.18)$$

де  $M$  - момент, з яким робоче колесо діє на рідину при нескінченній кількості лопатей, без врахування втрат напору.

Потужність, яку робоче колесо (насос) надає рідині, яка перекачується, визначається за відомою залежністю:

$$N_{кор} = \rho g Q H_T \quad (2.19)$$

де  $H_T$  - теоретичний напір, так як в процесі виведення попередніх рівнянь, вважалось, що поверхня каналів ідеально гладка, а значить і відсутні втрати напору.

В свою чергу, зв'язок між потужністю і моментом описується такою формулою:

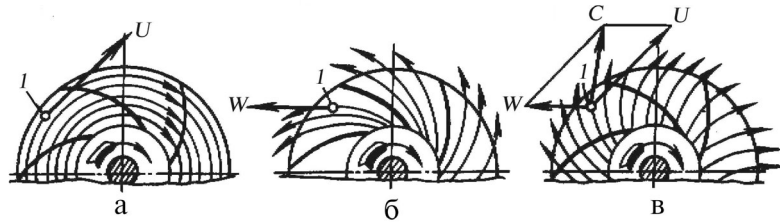


Рис. 2.11 Схема руху рідини в лопатевому колесі насоса: а - переносний (окружний); б - відносний; в - абсолютний; 1 - частка рідини.

Абсолютний рух точки 1 характеризується вектором абсолютної швидкості  $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$ .

Керуючись цим, побудуємо на вході і виході робочого колеса насоса трикутники швидкостей (рис. 2.12).

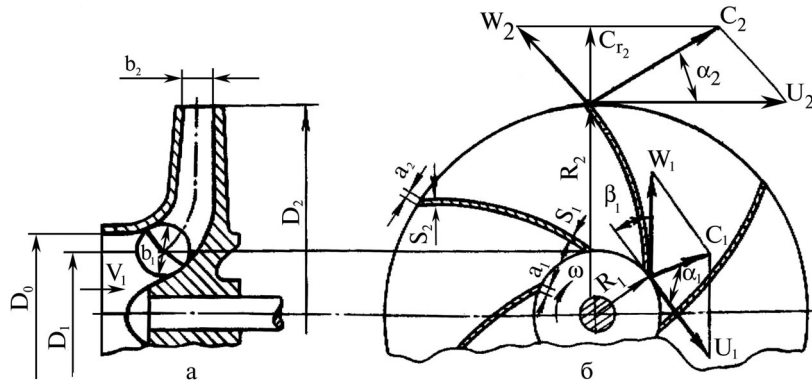


Рис. 2.12 Схема робочого колеса насоса (а) і трикутників швидкостей на вході і виході робочого колеса (б):  $D_0$  - діаметр вхідного отвору робочого колеса;  $D_1, D_2$  - діаметри входу і виходу каналів;  $R_1, R_2$  - радіуси входу і виходу;  $b_1, b_2$  - ширина лопаті (каналів) на вході і виході;  $S_1, S_2$  - товщина лопаті на вході і виході;  $U_1, U_2$  - окружні швидкості на вході і виході;  $W_1, W_2$  - відносні швидкості на вході і виході;  $C_1, C_2$  - абсолютні швидкості на вході і виході;  $C_{r2}$  - радіальна складова абсолютної швидкості;  $\alpha_1, \alpha_2$  - кути між абсолютними і окружними швидкостями на вході і виході.

Для виведення основного рівняння скористуємося теоремою про зміну моменту кількості руху, згідно з якою зміна моменту кількості руху рідини дорівнює сумі моментів зовнішніх сил, які діють на потік, тобто моменту прикладеному до колеса зовні.

При виведенні рівняння приймаються такі допущення: кількість лопатей в робочому колесі нескінченно велика, вони зовсім тонкі і рух між ними ідеально

Границі застосування формул Дарсі недостатньо вивчені. Але вважається, що при  $Re = Vd/\nu_p < 1 \dots 7$  фільтрація ламінарна, а при  $Re > 7$  - турбулентна. Тут  $d$  - середній діаметр часток ґрунту.

**Коефіцієнт фільтрації,**  
 $K_\phi$  - це швидкість фільтрації рідини при нахилі, який дорівнює одиниці, тобто  $I = 1$ , має розмірність швидкості і визначається дослідним шляхом на установці Дарсі (рис. 1.73).

Коефіцієнт фільтрації при цьому визначається за формулою

$$K_\phi = \frac{Q}{\omega I}, \quad (1.309)$$

де  $Q$  - витрата,  $Q = W/t$ , де  $W$  - об'єм рідини, яка надійшла в мірну посудину

$\omega$  - площа перерізу завантажувальної ємкості, (для круглої ємкості)  $\omega = \pi r^2/4$ ;  $I$  - гідралічний нахил,  $I = h_e/L$ ; де  $h_e$  - втрати напору;  $L$  - відстань між точками приєднання п'єзометрів.

За законами фільтрації надходять підземні води в шахтові колодязі та свердловини.

Вони бувають **досконалими**, якщо ними повністю пронизується (перетинається) водоносний шар до водотривного шару і **недосконалими**, які частково врізаються в водоносний шар. На рис. 1.74 наводиться схема досконалого колодязя. Після буріння свердловини, в ній встановлюється **природний (статичний)** горизонт, або рівень води.

При відкачуванні води з колодязя в ньому установиться рівень її нижче статичного. Вода в зоні, яка прилягає до колодязя, буде рухатися до колодязя по радіальним напрямкам. В колодязі після відкачування води встановиться рівень, який називається **динамічним**. Різниця між статичним і динамічним рівнями води в колодязі називається **глибиною відкачування**,  $S$ . Перехід рівня води в водоносному шарі поблизу колодязя від статичного до динамічного рівня відбувається по **лінії депресії**.

Розглянемо роботу досконалого колодязя в безнапірному водоносному шарі. По мірі відкачування води з колодязя постійною витратою  $Q = \text{const}$  рівень води в ньому знизиться, але в той же час витрата води, яка надходить в колодязь (приток води) буде збільшуватись. В кінці - кінців настане такий момент, коли ви-

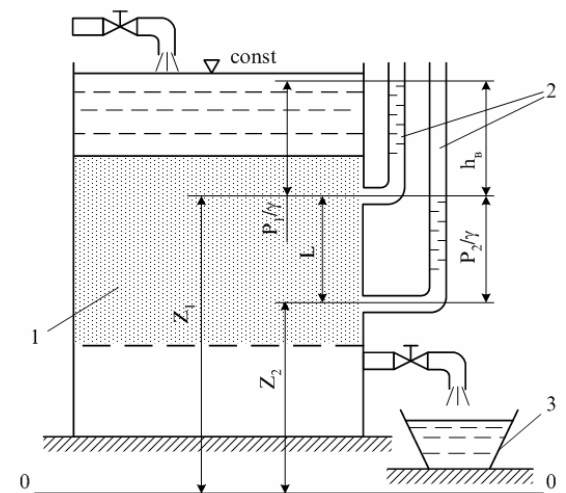


Рис. 1.73 Схема установки Дарсі: 1 - завантажувальна ємкість; 2 - п'єзометри; 3 - вимірвальна посудина.

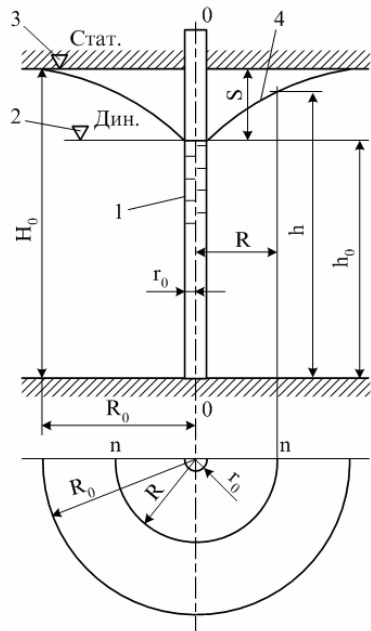


Рис. 1.74. Схема досконалого колодязя: 1 - свердловина; 2, 3 - відповідно динамічний і статичний рівні води; 4 - лінія депресії; S - глибина відкачування.

трата відкачування і надходження води вирівнюються, тобто  $Q_{\text{відк}} = Q_{\text{прит.}}$ . При цьому одержимо сталий рух ґрунтової води при глибині  $h_0$  (рис. 1. 74). Взагалі це явище буде характеризуватися таким чином: потік води в водоносному шарі зверху (в площі рисунка) обмежений депресійною кривою і якщо її обертати навколо вісі свердловини 0 - 0 то отримаємо депресійну вирву;  $r_0$  - радіус колодязя;  $h_0$  - глибина води в колодязі;  $R_0$  - радіус депресійної кривої, або радіус впливу колодязя. На відстані  $R_0$  від вісі колодязя 0-0 природний рівень води в шарі не знижуватиметься. Глибина води в цьому місці буде  $H_0$ , яка дорівнює товщині водоносного шару.

Витрати води  $Q$ , яку віддає колодязь, називається його **дебітом** (**дебіт колодязя**). **Знайдемо дебіт колодязя** (фільтраційну витрату води) керуючись вище описаною картиною явища.

Тут маємо не плоску, а вісьосиметричну задачу руху підземних вод. Для розв'язання її візьмемо переріз n - n, якому відповідає радіус  $R$  і глибина  $h$ , тоді  $Q = \omega V$ , де  $\omega = 2\pi h$ .

Середня швидкість фільтрації  $V = K_\phi I$ , де  $I = dh/dRcd$ .

Підставимо значення  $I$  будемо мати  $V =$

$K_\phi \cdot dh/dR$ ,

а витрата дорівнюють  $= 2\pi h \cdot K_\phi \cdot dh / dR$ .

Розділимо змінні і отримаємо:

$$h \cdot dh = \frac{Q}{K_\phi} \cdot \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{dR}{R}. \quad (1.310)$$

Проінтегрувавши це диференціальне рівняння в межах від  $r = r_0$  до  $R = R_0$  одержимо:

$$\frac{Q}{K_\phi} \frac{1}{2\pi} \int_{R_0}^R \frac{1}{R} dR = \int_{h_0}^H h \cdot dh,$$

або

$$\frac{Q}{K_\phi} \frac{1}{2\pi} \ln \frac{R_0}{r_0} = \frac{H_0^2 - h_0^2}{2}, \quad (1.311)$$

звідкіля

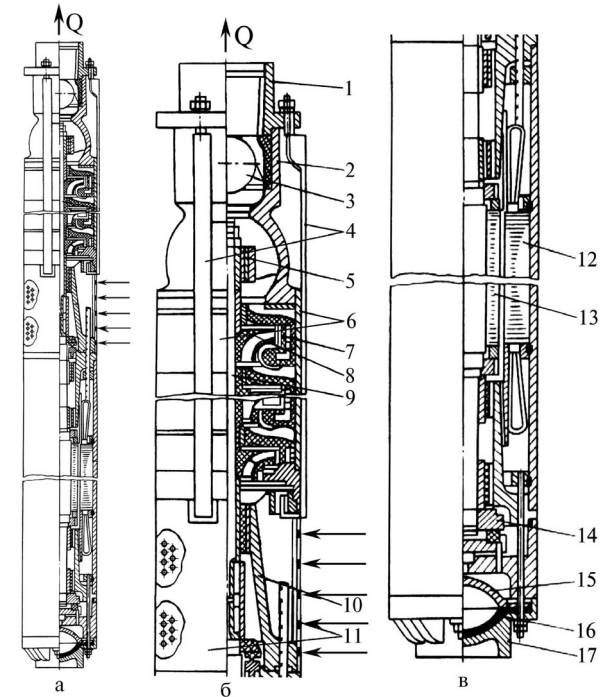


Рис. 2.10. Занурювальний відцентровий насос ЕВВ: а - загальний вигляд; б - насос; в - електродвигун; 1 - напірний патрубок; 2 - корпус радіального підшипника; 3 - шаровий зворотний клапан; 4 - стяжка; 5 - радіальний підшипник; 6 - обойма лопатевого відводу (корпус секції); 7 - направляючий апарат; 8 - робоче колесо; 9 - вал; 10 - підвід (вхід) води; 11 - сітка; 12 - статор електродвигуна; 13 - ротор електродвигуна; 14 - радіально-упорний підшипник ковзання; 15 - обмежувач; 16 - діафрагма; 17 - днище.

### 2.1.2.2 Основне рівняння лопатевих (відцентрових) насосів

Метою виведення основного рівняння лопатевих насосів є теоретичне обґрунтування перетворення в насосі кінетичної енергії в напір насоса, необхідний для подолання геометричної (геодезичної) висоти підняття рідини і гідравлічних опорів в усмоктувальному і нагнітальному трубопроводах.

Рівнянням користуються при розробці нових конструкцій лопатевих (відцентрових і вісьових) насосів.

Отже в робоче колесо рідина входить вздовж вісі зі швидкістю  $V_1$ . В робочому колесі кожна частка рідини приймає участь в двох видах руху: переносному - обертається разом з робочим колесом (вектор  $U$ ) (рис. 2.11) і відносному - рухається вздовж лопатей відносно робочого колеса (вектор  $W$ ).



М (багатоступеневі); МС (багатоступеневі секційні); МД (багатоступеневі з двостороннім входом колеса першої ступені).

Згідно з вищесказаним в українськомовній аббревіатурі вони будуть Б (багатоступеневі); БС (багатоступеневі секційні); БД (багатоступеневі з двостороннім входом колеса першого ступеня).

Ці насоси уявляють з себе декілька насосів, об'єднаних в одну конструкцію (рис. 2.9) Мета цієї конструкції насосів – забезпечення високих напорів, які досягаються за рахунок послідовної роботи декількох робочих коліс.

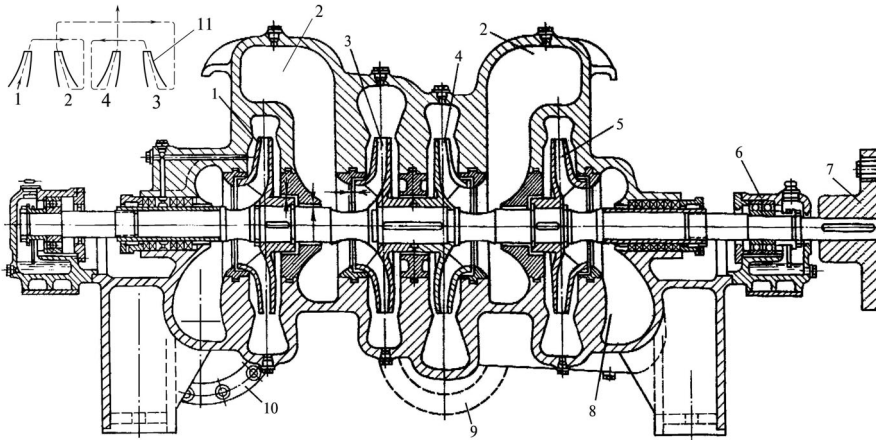


Рис. 2.9 Поздовжній розріз відцентрового горизонтального багатоступеневого (чотириступеневого) насоса БС: 1, 3, 4, 5 - робочі колеса; 2 - лівий і правий перепускні канали; 6 - підшипник; 7 - напівмуфта; 8 - канал; 9 - напірний патрубок; 10 - усмоктувальний патрубок; 11 - схема руху рідини в насосі.

Оскільки конструкція окремих вузлів показаного на рис. 2.9. насоса аналогічна раніш розглянутим, то тут вони не наведені. Маркуються ці насоси так: тип Б - аБ -  $Q_{\Gamma}/H$ ; тип БС - аБС -  $Q_{\Gamma}/H$ ; тип БД - аБД -  $Q_{\Gamma}/H$ , де а - діаметр вхідного патрубку, мм, Б - багатоступеневий; БС – багатоступеневий секційний; БД - багатоступеневий з двохстороннім входом колеса першого ступеня;  $Q_{\Gamma}$  - годинна подача  $m^3/g$ ; H - напір, м.

**Занурювальні насоси** – це багатоступеневі секційні вертикальні відцентрові насоси. Тепер вони випускаються під однією аббревіатурою ЕВВ – Е – електрифікований; В - відцентровий; В – водопідйомний. Вони призначаються для підняття підземних вод із свердловин (рис. 2.10). Подача цих насосів –  $0,63 \dots 1000 m^3/g$  при напорі  $12 \dots 680$  м. Марка цих насосів означає – ЕВВ $d_0$  -  $Q_{\Gamma}/H$ , де  $d_0$  - внутрішній діаметр обсадної труби, мм, зменшений в 25 разів (в дюймах);  $Q_{\Gamma}$  – годинна подача,  $m^3/g$ ; H – напір, м [45].

$$Q = \pi \frac{H_0^2 - h_0^2}{\ln \frac{R_0}{r_0}} K_{\phi} \quad (1.312)$$

Якщо перейти до десятинних логарифмів, то одержимо:

$$Q = 1,36 \frac{H_0^2 - h_0^2}{\ln \frac{R_0}{r_0}} K_{\phi} \quad (1.312)$$

Останнє рівняння і є рівнянням дебіту колодязя.

### Запитання для самоконтролю

1. Які закони вивчаються в гідравліці?
2. З яких двох частин складається гідравліка і відповідно, які закони в них вивчаються?
3. Який вчений написав першу наукову працю в області гідравліки?
4. Які вчені є основоположниками гідравліки, як самостійної науки?
5. В яких областях техніки застосовується закони гідравліки?
6. Наведіть приклади реалізації на практиці законів гідравліки в гідравлічних та інших спорудах.
7. Що таке рідина взагалі та реальна і ідеальна рідини зокрема?
8. Які рідини вважаються краплинними?
9. Які сили діють на рідини які знаходяться в стані рівноваги та руху?
10. Дайте визначення густини, питомої ваги (та співвідношення між ними), стисливості, температурного розширення, в'язкості та капілярності рідин.
11. Що викликає в'язкість рідин при їх русі?
12. Яким приладом вимірюється в'язкість рідин?
13. Що вивчається в розділі гідравліки-гідростатика?
14. Які види рівноваги рідин існують в інженерній практиці?
15. Що таке гідростатичний тиск, яка розмірність його? Назовіть види гідростатичного тиску.
16. Якими властивостями характеризується гідростатичний тиск?
17. Виведіть диференціальні рівняння рівноваги рідини (рівняння Ейлера).
18. Що визначається за допомогою основного рівняння гідростатики? Розкрийте його сутність.
19. Що таке гідростатичний напір, п'єзометрична та вакууметрична висота (геометричне зображення основного рівняння гідростатики)? Обґрунтуйте ці показники теоретично.
20. Розкрийте сутність і обґрунтуйте теоретично відносну рівновагу рідини.
21. Що таке поверхні однакового тиску?
22. Як метрологічно забезпечено вимірювання гідростатичного тиску? Як класифікуються прилади для його вимірювання?
23. Що таке клас точності приладів для вимірювання гідростатичного тиску?
24. Що таке епюри гідростатичного тиску та як вони будуються для різних поверхонь?
25. Що таке сила гідростатичного тиску, як знаходиться її значення і положення точки прикладення при дії тиску на плоскі та криволінійні поверхні.
26. Що таке сполучені посудини та як обґрунтовується рівновага рідин в них?
27. Розкрийте сутність закону Паскаля.
28. Розкрийте сутність закону Архімеда. Поясніть умови плавання тіл.
29. Що вивчається в розділі гідравліки-гідродинаміка?
30. Якими елементами характеризу-

ється потік рідини? 31. Як формулюється і записується рівняння нерозривності потоку рідини? 32. Напишіть і поясніть рівняння Бернуллі. 33. Проілюструйте геометричне зображення рівняння Бернуллі. 34. Поясніть фізичну сутність (зміст) рівняння Бернуллі. 35. Поясніть правила застосування рівняння Бернуллі. 36. Що таке гідравлічні опори, чим вони обумовлені, як класифікуються та що відбувається з напором в них? 37. Що таке місцеві гідравлічні опори і як визначаються втрати напору в них? 38. Що таке гідравлічні опори по довжині і як визначаються втрати напору в них через середню швидкість руху рідини? 39. Що таке гідравлічні опори по довжині і як визначаються втрати напору в них через витрату рідини? 40. Що таке гідравлічні опори по довжині і як визначаються втрати напору в них через гідравлічний нахил? 41. Які задачі розв'язуються при гідравлічному розрахунку трубопроводів і за якими загальними залежностями це виконується? 42. Що таке гідравлічно короткі трубопроводи і за якими залежностями виконуються їх гідравлічний розрахунок? 43. Що таке гідравлічно довгі трубопроводи і за якими залежностями виконуються їх гідравлічний розрахунок? 44. Що таке трубопроводи з шляховою витратою рідин і за якими залежностями виконуються їх гідравлічний розрахунок? 45. Що таке послідовно з'єднані трубопроводи і за якими залежностями виконуються їх гідравлічний розрахунок? 46. Що таке паралельно з'єднані трубопроводи і за якими залежностями виконуються їх гідравлічний розрахунок? 47. Що таке розгалужені (тупикові) трубопроводи? Опишіть порядок їх гідравлічного розрахунку. 48. Що таке кільцеві трубопроводи і в чому полягає сутність (особливість) їх гідравлічного розрахунку? 49. Що таке гідродудар в трубопроводах і якими залежностями (формулами) описується це явище? 50. Що таке гідравлічні отвори і насадки, як вони класифікуються? 51. Поясніть явище витікання рідини в атмосферу через малий отвір в тонкій стінці при постійному напорі. 52. Поясніть явище витікання рідини під рівень. 53. Поясніть явище витікання рідини через малий отвір в товстій стінці при постійному напорі. 54. Поясніть явище витікання рідини через насадки при постійному напорі з їх класифікацією. 55. Поясніть явище витікання при змінному напорі (спорожнення резервуарів). 56. Поясніть явище вирівнювання рівнів в двох суміжних резервуарах. 57. Що таке гідравлічні струмини, як вони класифікуються і як визначаються їх гідравлічні елементи? 58. Що таке активна і реактивна сила струмини, як визначається її значення? 59. Поясніть рух рідин в каналах і за якими залежностями виконуються їх гідравлічний розрахунок? 60. Що таке водозливи, як вони класифікуються, в чому полягає їх гідравлічний розрахунок. 61. Що таке фільтрація рідин і якими формулами це явище описується?

Маркіровка насосів К і КМ має таку структуру:  $aK - Q_T/H$  і  $aKM - Q_T/H$ , де  $a$  - діаметр усмоктувального патрубку, мм, зменшений в 25 разів (тобто в дюймах); К - консольний;  $Q_T$  - годинна подача,  $m^3/g$ ;  $H$  - напір, м; КМ - консольний моноблочний. Наприклад насос марки 2К - 20/30 - консольний насос з діаметром усмоктувального патрубку 50 мм, подачею  $20 m^3/g$  і напором 30 м [43].

**Насоси з двостороннім входом рідини в робоче колесо, Д.** Це одноступеневі насоси з горизонтальним роз'ємом корпуса (рис. 2.8). В них рідина в робоче колесо надходить з двох сторін, внаслідок чого зменшується вісьове зусилля на валу, мають місце і інші переваги цього типу насосів. Робоче колесо цих насосів складається з двох зовнішніх дисків і одного внутрішнього з втулкою для кріплення колеса на валу.

Маркіровка їх -  $DQ_T - H$ , де  $D$  - двосторонній вхід;  $Q_T$  - подача,  $m^3/g$ ;  $H$  - напір, м [44].

**Багатоступеневі насоси.** В літературних джерелах ці насоси висвітлюються під російськомовною аббревіатурою.

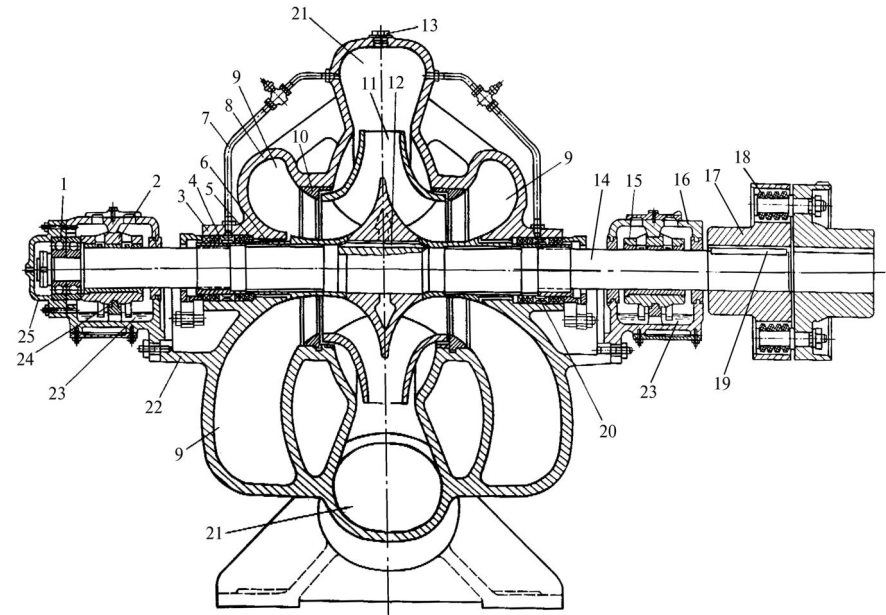


Рис. 2.8 Поздовжній розріз відцентрового горизонтального насоса з двостороннім входом рідини Д: 1 - радіально-упорний шариковий підшипник; 2 і 15 - радіальні підшипники ковзання; 3 - корпус сальника; 4 - гайка спеціальна; 5 - грундбукса; 6 - захисно-упорна втулка; 7 - трубка гідравлічного ущільнення; 8 - кришка корпусу насоса; 9 - напівспіральный підвід; 10 - захисно-ущільнююче кільце; 11 - робоче колесо; 12 - шпонка; 13 - отвір (заглушений пробкою) для приєднання вакуум-насоса; 14 - вал; 16 - корпус підшипника; 17 - напівмуфта; 18 - гумові втулки; 19 - шпонка; 20 - кільце гідроущільнення; 21 - спіральний відвід; 22 - кронштейн; 23 - масляна ванна; 24 - рухоме кільце; 25 - кришка підшипника.

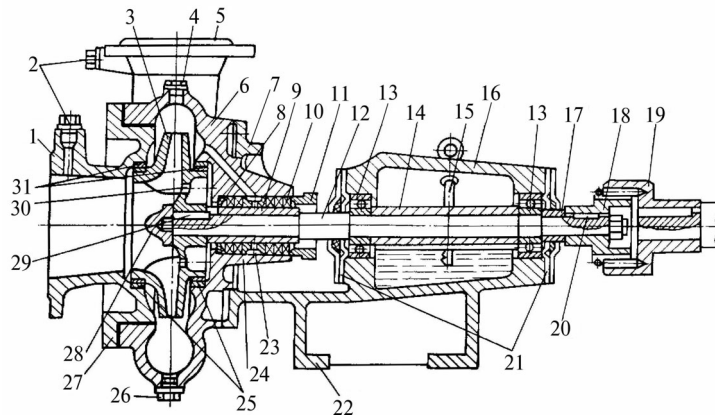


Рис. 2.6 Поздовжній розріз відцентрового горизонтального консольного насоса К: 1 - усмоктувальний патрубок; 2 - отвори (заглушені пробками) для приєднання вакуумметра і манометра; 3 - робоче колесо; 4 - отвір (заглушений пробкою) для підключення вакуум насоса; 5 - напірний патрубок; 6 - корпус (спіральный відвід); 7 - свердління (канал) для підведення води до кільця гідроушільнення (23); 8 - грундбукса; 9 - захисна втулка; 10 - набивка сальника; 11 - кришка сальника; 12 - вал; 13 - шариковий підшипник; 14 - розпірна втулка; 15 - шуп; 16 - корпус масляної ванни з підшипниками; 17 - розпірна втулка; 18 і 19 - напівмуфти з'єднання насоса з двигуном; 20 - шпонка; 21 - кришка підшипника; 22 - станина; 23 - кільце гідроушільнення; 24 - корпус сальника; 25 - захисні кільця; 26 - отвір (заглушений пробкою) для спорожнення насоса від води; 27 - передня кришка; 28 і 29 - відповідно, накидна гайка і шпонка кріплення робочого колеса на валу; 30 - розвантажувальні отвори; 31 - ущільнюоче кільце.

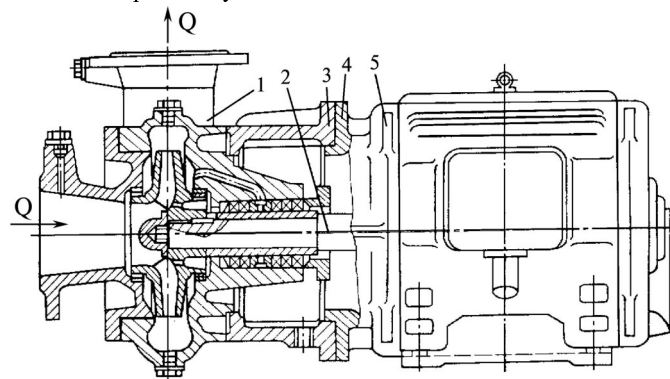


Рис. 2.7 Поздовжній розріз відцентрового горизонтального консольно-моноблочного насоса КМ: 1 - насос; 2 - подовжений вал електродвигуна; 3 - фланець кріплення насоса до фланцевого щипа електродвигуна; 4 - фланцевий щит (фланець електродвигуна); 5 - електродвигун.

## 2. ДИНАМІЧНІ НАСОСИ І ВЕНТИЛЯТОРИ

### 2.1 Динамічні насоси

#### 2.1.1 Призначення, класифікація, технічні характеристики і порядок підбору динамічних насосів.

**Насоси** – це гідралічні машини, призначені для створення потоку рідинного середовища.

Вони передають енергію рідині, яка протікає в їх середині. Таким чином, в насосах відбувається перетворення механічної енергії в енергію рідини (гідралічну енергію).

Насоси є широко розповсюдженою гідралічною машиною в агропромисловому виробництві. В сільськогосподарському водопостачанні та на меліоративних системах саме насосами забезпечується механізована подача води її споживачам. Насоси використовуються в сільських опалювальних системах, на підприємствах з переробки сільськогосподарської продукції, при видаленні гною з тваринницьких приміщень за допомогою гідротранспорту.

Промисловістю випускається біля 3,5 тисяч різних типів і марок насосів. Для полегшення використання такої, порівняно, великої кількості насосів існує Державний стандарт. Згідно з цим стандартом насоси певним чином класифікуються. По принципу роботи і конструкції насоси діляться на динамічні і об'ємні [23].

**Динамічні насоси** – це насоси, в яких рідина переміщується під дією на неї сили в камері, яка постійно сполучається з входом і виходом насоса. До них відносяться лопатеві, що включають відцентрові, вісьові та насоси і пристрої тертя, до яких відносяться вихрові, шнекові, струминні, вібраційні і повітряні водопідіймники. На рис. 2.1 наводиться класифікація динамічних насосів.

**Об'ємні насоси** - це насоси в яких рідина переміщується завдяки періодичній зміні об'єму камери, яку займає рідина і яка поперемінно з'єднується з входом і виходом насоса. Оскільки об'ємні насоси широко застосовуються в гідроприводах, то вони розглядаються в третьому розділі посібника, тут же розглядаються тільки динамічні насоси.

Сам насос не може перекачувати рідину, для цього його необхідно забезпечити трубопроводами та різним обладнанням.

Комплект обладнання, що забезпечує роботу насоса і сам насос складають **насосну установку** (рис. 2.2).

Найбільш важливі технічні характеристики насосів слідуючи: подача, напір (тиск), потужність, коефіцієнт корисної дії (ККД) і частота обертання.

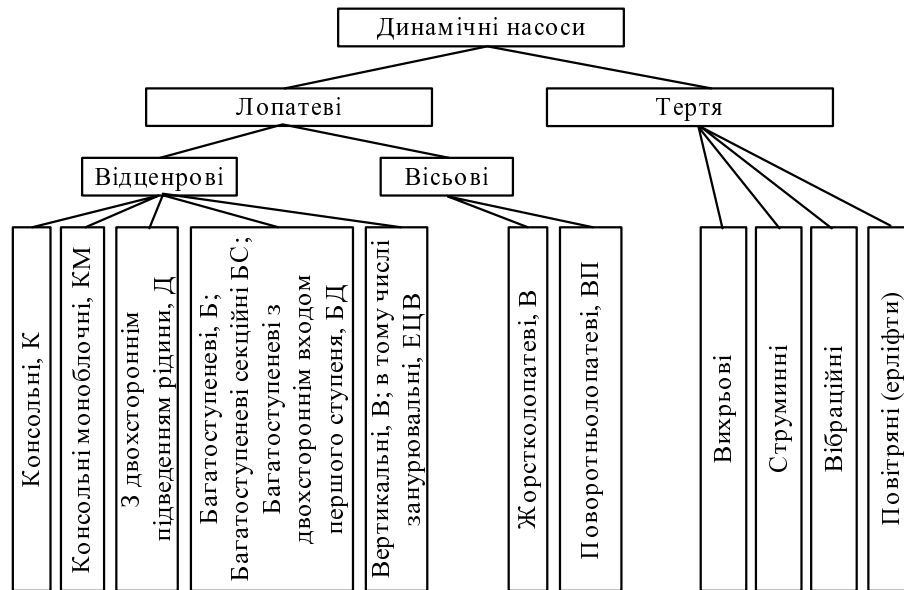


Рис. 2.1 Класифікація динамічних насосів.

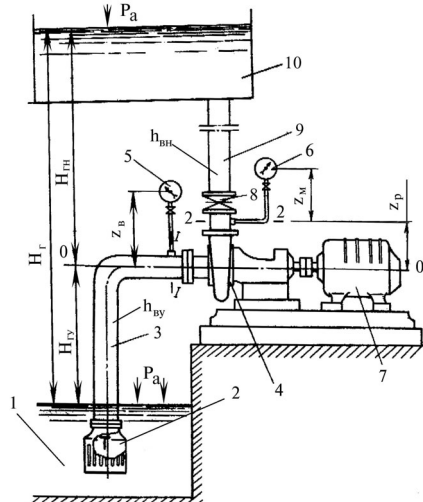


Рис. 2.2 Схема насосної установки з консольним відцентровим насосом: 1-джерело; 2-усмоктувальний пристрій (сітте - затримуюча сітка і зворотній клапан); 3 - усмоктувальна труба; 4 - насос; 5 - вакуумметр; 6 - манометр; 7 - електродвигун; 8 - засувка.

**Подача насоса**  $Q$ , м<sup>3</sup>/с - об'єм або маса рідини, яку насос подає за одиницю часу. Сказане можна виразити формулами  $Q = W/T$  і  $Q = m/T$ , де  $W$  - об'єм;  $T$  - час;  $m$  - маса.

Крім розмірності витрати м<sup>3</sup>/с застосовуються й інші (в тому числі і несистемні) л/с, м<sup>3</sup>/г та масові кг/с, т/г.

**Напір насоса**  $H$ , м - це приріст енергії потоку, віднесеної до одиниці ваги рідини, яка проходить через робочий орган насоса. Напір насоса вимірюється в метрах стовпа рідини, яку перекачує насос.

В інженерній практиці розрізняють манометричний (експлуатаційний) і проектний (той що вимагається) напори.

**Манометричний напір** встановлюється за показаннями приладів

**Робоче колесо** уявляє два диски (передній і задній) з'єднані між собою лопатями, воно насажене на вал, з яким і обертається. С торцевої сторони до корпусу приєднаний усмоктувальний патрубок, через який, за допомогою усмоктувальної труби, до насоса підводиться рідина, яку він перекачує. Напірний патрубок відлитий заодно з корпусом, до якого і приєднується напірний трубопровід.

Обов'язковою умовою роботи відцентрових насосів є те, що перед пуском усмоктувальна лінія і насос повинні бути заповнені рідиною, яку перекачують.

Рідина відцентровими насосами подається за рахунок відцентрової сили, яка виникає при обертанні робочого колеса, тому вони і називаються *відцентровими*.

**Принцип дії** відцентрових насосів полягає в тому, що при обертанні робочого колеса на кожен об'єм рідини, що знаходиться в міжлопатевому каналі на відстані  $r$  від вісі вала і який має масу  $m$ , діє відцентрова сила  $F = \omega^2 \cdot m \cdot r$ , де  $\omega$  - кутова швидкість обертання вала. Під дією відцентрової сили рідина викидається з робочого колеса до периферії, а на вході в нього створюється розрідження (вакууметричний тиск). Під дією атмосферного тиску (у випадку відкритого джерела) рідина по усмоктувальному трубопроводу безперервно надходить до входу робочого колеса. Рідина, яка виходить з робочого колеса попадає у відповідний спіральний канал, який поступово розширюється, в ньому швидкість її зменшується, а напір (тиск, згідно рівняння Бернуллі) збільшується. З відповідного каналу рідина надходить в напірний патрубок, а потім в напірний трубопровід.

Таким чином, у відцентрових насосах рідина входить в насос у вісьовому напрямку, а виходить у радіальному.

За конструкцією відцентрові насоси діляться на горизонтальні до яких відносяться консольні, консольно-моноблочні, з двохстороннім входом рідини та багатоступеневі в т.ч. і занурювальні, а також на вертикальні.

**Консольні насоси - К** - це одноступеневі горизонтальні насоси з одностороннім входом води на колесо з подачею від 4,5 до 300 м<sup>3</sup>/г при напорах від 9 до 90 м. В них робоче колесо розташоване на кінці вала, тобто консольно, від чого і назва "консольні" (рис. 2.2 і рис. 2.5). Вони випускаються двох модифікацій консольні **К** (рис. 2.6) і консольно-моноблочні **КМ** (рис. 2.7).

**Консольно-моноблочні насоси - КМ** конструктивно відрізняються від консольних тим, що в них відсутня станина насоса, а корпус насоса безпосередньо кріпиться до фланцевого щита електродвигуна. Робоче колесо насоса кріпиться на подовженому валу електродвигуна. Така конструкція насоса значно зменшує габарити та вагу агрегату.

Для зменшення вісьового тиску, який прагне зсунути робоче колесо з валом проти руху рідини в усмоктувальному патрубку, у втулці робочого колеса улаштовуються розвантажувальні отвори. Вони зменшують ККД насоса на 4...6%.

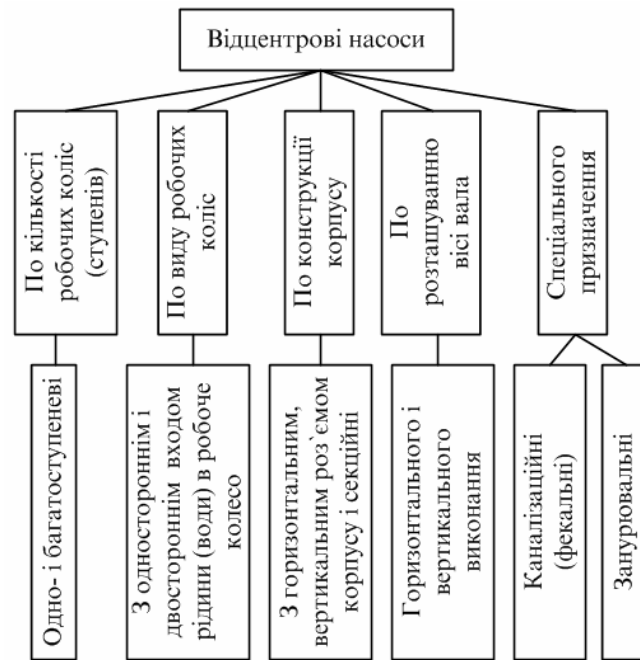


Рис. 2.4 Класифікація відцентрових насосів.

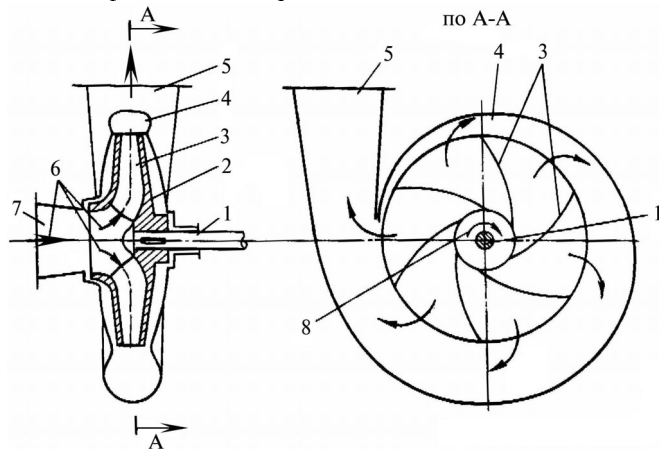


Рис. 2.5 Схема одноступеневого (консольного) відцентрового насоса: 1 - вал; 2 - робоче колесо; 3 - лопаті робочого колеса; 4 - спіральна (равликоподібна) камера (корпус насоса); 5 - нагнітальний (дифузорний) патрубок; 6 - напрямок потоку рідини; 7 - усмоктувальний патрубок; 8 - напрямок обертання робочого колеса.

(вакуметра та манометра) на діючій насосній установці. Для знаходження формули манометричного напору скористуємося рівнянням Бернуллі згідно з яким повна питома енергія  $E_{\text{п.ит.нов.}} = Z + P / \gamma + \alpha V^2 / (2g) = H$ . Так як з енергетичної точки зору напір насоса уявляє з себе різницю повної питомої енергії на виході і вході насоса (рис. 2.2) можна записати

$$H = E_{\text{вих}} - E_{\text{вх}} = H_{\text{вих}} - H_{\text{вх}} \quad (2.1)$$

Позначимо:  $P_M$ ,  $P_B$  - тиск, який показують, відповідно, манометр і вакуметр, Па;  $H_{\text{ГУ}}$ ,  $H_{\text{ГН}}$  - геометрична (геодезична) висота, відповідно, усмоктування і нагнітання, м;  $H_z = H_{\text{ГУ}} + H_{\text{ГН}}$  - повна геометрична висота підняття рідини, м;  $Z_B$ ,  $Z_M$  - перевищення, відповідно, вакуумметра і манометра над точкою їх підключення, м;  $Z_p$  - різниця рівнів перерізів 1-1 і 2-2.

Прийнявши площину порівняння 0-0 на рівні вісі насоса, напір в першому перерізі (на вході насоса) буде:

$$H_1 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g}, \quad (2.2)$$

на виході із насоса:

$$H_2 = \frac{P_2}{\gamma} + Z_p + \frac{V_2^2}{2g}. \quad (2.3)$$

Тоді, згідно з рівнянням (2.1):

$$H = H_2 - H_1 = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + Z_p + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad (2.4)$$

Так як  $p_1 = p_a - p_B + \rho g Z_B$ , а  $p_2 = p_a + p_M + \rho g Z_M$ , то напір насоса буде дорівнювати:

$$H = \frac{P_M + P_B}{\rho g} + (Z_p + Z_M - Z_B) + \frac{V_H^2 - V_{yc}^2}{2g} \quad (2.5)$$

Замінімо  $(Z_p + Z_M - Z_B) = Z$ , тоді отримаємо рівняння **манометричного напору**

$$H = Z + \frac{P_M + P_B}{\rho g} + \frac{V_H^2 - V_{yc}^2}{2g}, \quad (2.6)$$

де  $Z$  - відстань по вертикалі між точками вимірювання тиску на виході і вході насоса;  $V_H$  і  $V_{yc}$  - середні швидкості руху рідини в нагнітальному і усмоктувальному патрубках, яку можна знайти за формулою,  $V = 4Q / \pi d^2$ , де  $d$  - діаметр, відповідно, усмоктувального, або нагнітального трубопроводу. Для води рекомендуються такі швидкості: в усмоктувальному трубопроводі при діаметрі до 250 мм - 0,7...1,0 м/с, при діаметрі 250...800 мм - 1,0...1,5 м/с; в нагнітальному - при діаметрі до 250 мм - 1,0...1,5 м/с, при діаметрі 250...800 - 1,3...2,0 м/с.[19].

**Проектний напір** встановлюється по проектній схемі насосної установ-

ки (рис. 2.2) за залежністю:

$$H = H_{\Gamma} + \sum h_{\epsilon}, \quad (2.7)$$

де  $H_{\Gamma}$  - геометрична висота підняття рідини;  $H_{\Gamma} = H_{\Gamma_{\text{ус}}} + H_{\Gamma_{\text{н}}}$ , де  $H_{\Gamma_{\text{ус}}}$  - висота усмоктування;  $H_{\Gamma_{\text{н}}}$  - висота нагнітання;  $\sum h_{\epsilon}$  - сума втрат напору в усмоктувальному трубопроводі  $h_{\text{ву}}$  і нагнітальному  $h_{\text{вн}}$ .

**Тиск насоса** виражається залежністю:

$$p = \rho g H, \quad (2.8)$$

де  $H$  - напір насоса.

Таким чином, напір насоса це тиск виражений в метрах стовпа рідини, яку перекачує насос.

**Потужність насоса**  $N$ , Вт. Розрізняють корисну і споживану потужності.

**Корисна потужність**  $N_{\text{кор}}$  - це робота, яку виконує насос за секунду при переміщенні одного кубічного метра рідини на шляху, що дорівнює висоті стовпа, на який піднімається рідина. Вона визначається за формулою:

$$N_{\text{кор}} = \rho g Q H, \quad (2.9)$$

де  $Q$  - подача;  $H$  - напір насоса.

**Споживана потужність**  $N_{\text{спож}}$  - це потужність, яку споживає насос. Вона визначається приладами (за силою струму) і вираховується за формулою:

$$N_{\text{спож}} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{\text{ое}}, \quad (2.10)$$

де  $U$  - лінійна напруга мережі,  $U = 380$  В;  $I$  - сила струму, А;  $\cos \varphi$  - коефіцієнт потужності (наприклад  $\varphi = 0,89$ );  $\eta_{\text{дв.}}$  - коефіцієнт корисної дії (ККД.) електродвигуна (наприклад  $\eta_{\text{дв.}} = 0,86$ ).

**Коефіцієнт корисної дії насоса**  $\eta$  - це величина співвідношення корисної і споживаної потужностей.

$$\eta = \frac{N_{\text{кор}}}{N_{\text{спож}}}. \quad (2.11)$$

**Частота обертання**  $n$ ,  $\text{с}^{-1}$  - це кількість обертів, або ходів робочого органу насоса за одиницю часу.

**Підбір насосів.** Насоси підбираються за двома основними технічними показниками (характеристиками) - напором  $H$  і подачею  $Q$ .

Підбираються насоси по зведеним таблицям, або графікам полів відповідного типу насосів (наприклад, насосів типу "К" (рис. 2.3) [43]). На графіках в координатах  $Q$  і  $H$  нанесені криволінійні клітини (поля), які обмежують область оптимального застосування, по ККД., того чи іншого насоса. Верхня лінія кожного з полів відповідає напірній характеристиці базового насоса (рис. 2.14), нижня - відповідає напірній характеристиці насоса з обточеним робочим колесом (підрозділ 2.1.2.6), бокові лінії відповідають робочій зоні насоса.

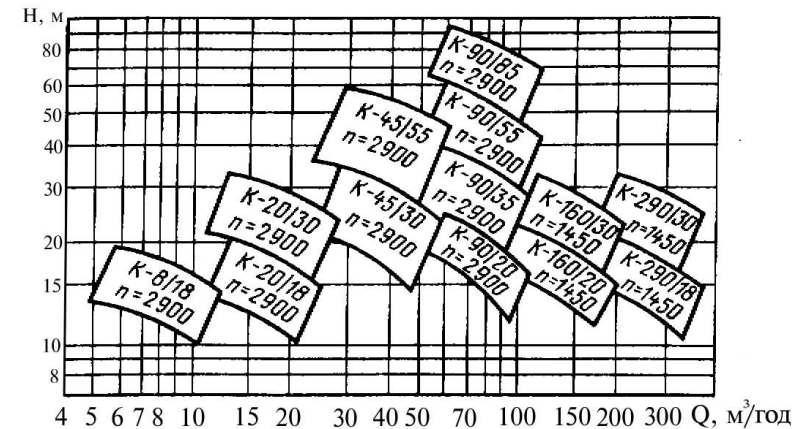


Рис. 2.3 Зведений графік полів насосів типу К (КМ).

Марка насоса, який відшукується (підбирається) визначається по клітині (полю) в якому перетнуться координати заданих  $Q$  і  $H$ , в якій би частині поля не опинилася точка їх перетину. Наприклад, при необхідних напорі  $H = 30$  м і подачі  $Q = 30$  м³/г, точка перетину координат опиниться в полі насоса К-45/30,  $n = 2900$  (рис. 2.3), що означає - цей насос слід приймати для даних умов. Після того як насос підібраний робота ведеться з робочими характеристиками його, за допомогою чого встановлюються дійсні параметри роботи насоса в даних умовах (з заданими трубопроводами), про що йтиметься в підрозділі (2.1.2.5).

## 2.1.2 Відцентрові насоси

### 2.1.2.1 Види, конструкції і принцип дії відцентрових насосів

**Відцентрові насоси** - це динамічні лопатеві насоси, які працюють на принципі використання відцентрової сили і в яких робочим органом є робоче колесо. Вони класифікуються згідно з принципом, показаним на рис. 2.4.

Відцентрові насоси найбільш розповсюджені в сільськогосподарському виробництві та в комунальному секторі на селі. Вони призначені для перекачування рідин (переважно води) при температурі від  $+5$  до  $+105^{\circ}\text{C}$ .

Відцентровий насос складається з двох основних конструкцій - **корпуса**, виготовленого у вигляді спіральної (равликоподібної) камери і розташованого в середині його **робочого колеса** (рис. 2.5).

Корисна потужність гідромотора дорівнює добутку крутящего моменту, на його валу на кутову швидкість вала:

$$N_{\Pi} = M \omega, \quad (3.20)$$

Потужність, споживана гідромотором,

$$N = Q \Delta p. \quad (3.21)$$

Відношення  $N_{\Pi}/N$  визначає загальний ККД гідромотора, що дорівнює добутку трьох часток ККД, тобто:

$$\eta_M = N_{\Pi} / N = \eta_r \eta_o \eta_{мех}. \quad (3.22)$$

Переписавши вираз (3.22) у вигляді:

$$M \omega = \eta_r \eta_o \Delta p Q \quad (3.23)$$

і замінивши  $\omega = 2\pi n$ , одержимо вираз для моменту на валу гідромотора

$$M = 0.159 \frac{\Delta p Q \eta_{мех}}{n}. \quad (3.24)$$

У системі СІ

$$N = Q \Delta p [Bm] M = \frac{\Delta p Q}{\omega} [HM]$$

де  $\omega$  - кутова швидкість,  $c^{-1}Q$  - витрата,  $m^3/c$ ;  $\Delta p$  - перепад тиску, МПа.

### 3.3.2 Поршневі гідромашини

**Поршневі насоси.** При великій розмаїтості конструкцій можна всі їх піділити на три групи: а) насоси одинарної (простої) дії; б) насоси подвійної дії; в) насоси потрійної дії.

Схема пристрою поршневого насоса простої дії представлена на рис. 3.6, а.

За один оборот вала (подвійний хід поршня) насос робить один такт усмоктування й один такт нагнітання.

Фактична подача такого насоса визначається по формулі:

$$Q = \eta_o \frac{SF n}{60} m^3 / c. \quad (3.25)$$

Схема устрою поршневого насоса подвійної дії показана на рис. 3.6 б.

У насосі подвійної дії за один оборот вала кривошипа відбувається два такти нагні-

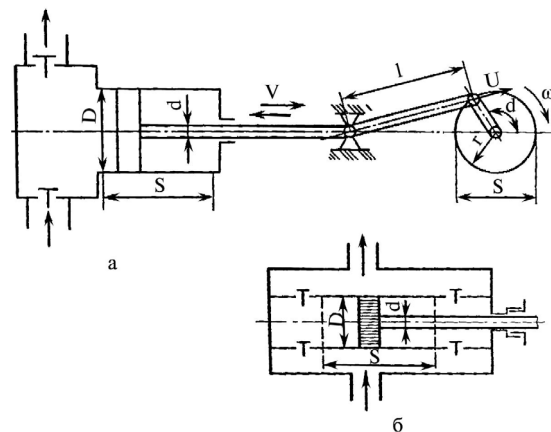


Рис. 3.6 Схема поршневого насоса: а – простої дії; б – подвійної дії.

При *третьому способі* частково обрізається (обточується) робоче колесо по зовнішньому діаметру  $D_2$ . Обточувати робоче колесо доцільно не більш як на 20 % його діаметра. Після обточки нові параметри насоса вираховуються за формулами:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D_2'}{D_2}; \quad \frac{H'}{H} = \left( \frac{D_2'}{D_2} \right)^2; \quad \frac{N'}{N} = \left( \frac{D_2'}{D_2} \right)^3, \quad (2.40)$$

де  $Q'$ ,  $H'$ ,  $N'$  – параметри насоса з обточеним робочим колесом.

#### 2.1.2.7 Сумісна (паралельна і послідовна) робота насосів.

Сумісна робота насосів застосовується у випадках коли технічні показники одного насоса не задовольняють вимог, які ставляться до насосної установки, а також коли цього вимагають технологічні умови, наприклад на меліоративних насосних станціях необхідність забезпечення подачі одного чи декількох насосів кратної витраті води дощувальними машинами.

Отже, сумісна робота насосів застосовується коли не вистачає напору чи подачі одного насоса і для цього в насосній установці, чи на насосній станції декілька насосів об'єднуються для роботи на один трубопровід. При цьому виникає необхідність знати напір і подачу насосів, які роблять сумісно. Є два способи з'єднання насосів, які роблять сумісно - паралельне і послідовне.

**Паралельна робота насосів.** Застосовується у випадках, коли не вистачає подачі одного насоса. При ній в одну лінію об'єднуються напірні патрубки двох чи більше насосів, а усмоктувальні трубопроводи для кожного насоса улаштовуються окремо.

Розглянемо спочатку паралельну роботу двох однакових насосів (рис. 2.17, а), технічні показники при ній будуть:

$$Q = Q_1 + Q_2; \quad H = H_1 = H_2, \quad (2.41)$$

де  $Q_1$ ,  $Q_2$  – подача першого і другого насосів;  $H_1$ ,  $H_2$  - напір першого і другого насосів.

Для установа режиму роботи паралельно з'єднаних насосів необхідно побудувати сумарну напірну характеристику двох насосів і на неї нанести, в тому ж масштабі, характеристику трубопроводу. Сумарна напірна характеристика будується шляхом складання подачі при однакових напорах (рис. 2.17, а).

Наприклад, для знаходження точки *в* сумарної характеристики  $H-Q_{1+2}$  необхідно подвоїти відрізок *аб*. Таким же способом знаходиться декілька точок і по ним будується характеристика  $H-Q_{1+2}$ . Побудувавши на цьому ж графіку характеристику трубопроводу  $H_T-Q$  на їх перетині отримаємо робочу точку *А*, яка визначає сумарні подачу  $Q_A$  і напір  $H_A$  двох паралельно з'єднаних насосів. Так як насоси однакові то подача кожного з них дорівнює половині сумарної, тобто:  $Q_1 = Q_A/2$ .

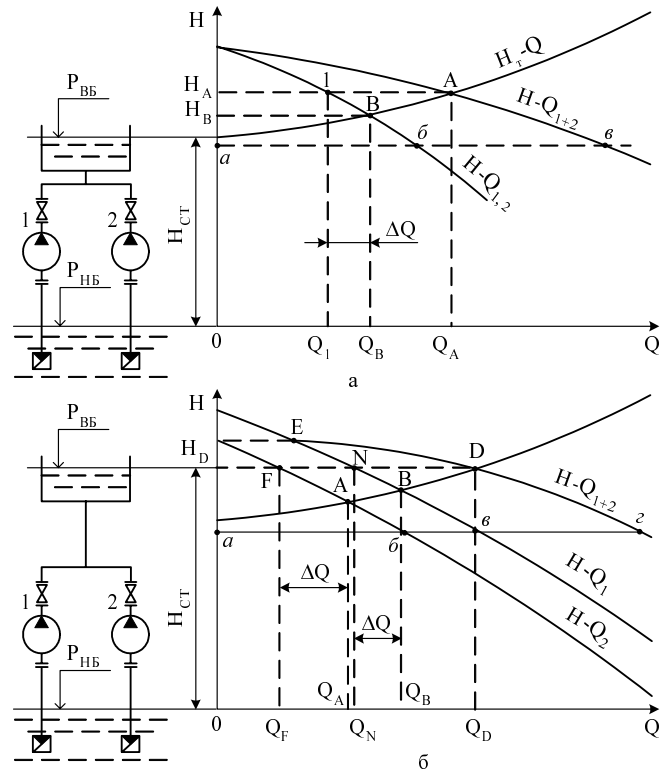


Рис. 2.17 Схеми з'єднання і характеристики паралельної роботи двох однакових (а) та двох різнотипних (б) насосів

При роботі одного насоса на цей же трубопровід його робочою точкою буде точка **B** (подача  $Q_B$  і напір  $H_B$ ). Як видно із рисунка 2.17, а подача насоса  $Q_B$ , який робить на один і той же трубопровід, більше подачі кожного з насосів  $Q_1$  при паралельній роботі, тобто при паралельній роботі подача кожного з них менше на величину  $\Delta Q = Q_B - Q_1$ . Пояснюється це тим, що при сумарній подачі  $Q_A$  втрати напору в трубопроводі збільшуються в квадратичній залежності від подачі, що й викликає збільшення напору. В свою чергу, це призводить до зміщення робочої точки по напірній характеристиці насоса вліво (в гору), в результаті чого зменшується подача.

При паралельній роботі двох різнотипних насосів на загальний трубопровід їх сумісна робота розпочнеться в момент, коли порівнюються їхні напори (рис. 2.17, б). Цьому напору відповідає точка **E** на напірній характеристиці  $H-Q_1$  іншого насоса. Від цієї точки і слід будувати сумарну напірну характеристику  $H-Q_{1+2}$ , для чого сумірюються подачі обох насосів при однакових напорах. Наприклад, точку **г** отримуємо складанням відрізків **ab** і **ав**.

де  $N_{ин}$  - індикаторна потужність, що надається рідині в робочій камері і відповідна гідравлічній потужності в лопатевих насосах;  $N_{ин} = Q_T p_{ин}$

Якщо залежність (3.13) помножити і розділити на  $N_{ин}$ , одержимо:

$$\eta = \frac{Q p_{ин}}{N} \frac{N_{ин}}{Q_T p_{ин}} = \frac{p_{ин}}{p_{ин}} \frac{Q}{Q_T} \frac{N_{ин}}{N} = \eta_r \eta_o \eta_{мех}, \quad (3.16)$$

Тобто ККД насоса (загальний) дорівнює добутку часток ККД - гідравлічного, об'ємного і механічного. Така ж залежність зберігається і для гідродвигуна.

Об'ємні гідродвигуни можуть класифікуватися тими ж показниками, що й об'ємні насоси, але з урахуванням властивостей їхньої оборотності, під якими розуміється придатність гідромашини для роботи як в режимі насоса, так і в режимі гідромотора.

Об'ємна гідромашина, призначена для роботи як у режимі насоса, так і в режимі гідромотора, називається насосом-мотором. Всяка об'ємна гідравлічна машина (насос і гідромотор) працює на принципі витиснення рідини. Її робочий орган захоплює в прийомні порожнини машини деякий об'єм рідини, що потім переміщується з робочим органом машини до нагнітальної порожнини, де рідина витісняється під деяким тиском з робочого органу в цю порожнину.

При обертанні вала насоса об'єм камер останнього змінюється, причому при робочому циклі цей об'єм зменшується і його рідина, що заповнює, витісняється в нагнітальну порожнину;

для гідродвигуна об'єм камер (камери) при робочому ході збільшується і рідина, що надійшла до нього від зовнішнього джерела, заповнює ці камери.

Основні параметри гідродвигуна робочий об'єм ( $q_T$ ), витрата ( $Q$ ), перепад тиску ( $\Delta p$ ), крутящий момент ( $M_{кр}$ ), потужність ( $N$ ), а також об'ємний ( $\eta_o$ ) і механічний ( $\eta_{мех}$ ) ККД.

Робочий об'єм для гідромоторів поршневого типу буде рівнятися:

$$q_T = F S i Z, \quad (3.17)$$

де  $F$  - площа поршня,  $m^2$ ;  $S$  - хід поршня,  $m$ ;  $i$  - число поршнів;  $Z$  - число циклів за один оборот.

Для гідроциліндрів:  $q_T = F S$ , де  $S$ -хід поршня гідроциліндра; для гідромоторів зворотно-обертального типу  $q_T = F S$ , де  $S$ -хід пластини, обмірюваний по дузі, описаної її центром ваги.

Так само як і роторний насос, гідромотор характеризується ідеальною витратою рідини через гідромотор за один оборот ротора:

$$Q_T = q_T n_M \quad (3.18)$$

Перепад тиску на гідромоторі визначається різницею між тисками на вході і на виході:

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (3.19)$$



де  $\Delta Q$  – об'ємні втрати в насосі (Н)

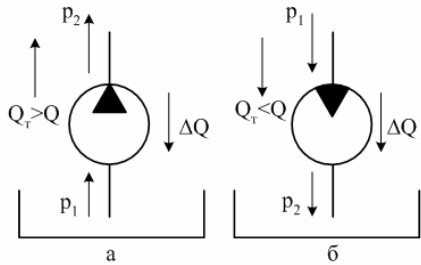


Рис. 3.5. Схема об'ємних втрат в (ГМ): а - насос; б - гідромотор

Напір насоса:

$$H = \frac{p_H}{\rho g} \quad (3.10)$$

Корисна потужність насоса:

$$N_{\Pi} = Q p_H \quad (3.11)$$

Потужність насоса (споживана)

$$N = M_n \omega_n \quad (3.12)$$

де  $M_n$  - момент на валу насоса;  $\omega_n$  - кутова швидкість вала насоса.

ККД насоса - це відношення корисної потужності до потужності, споживаної насосом:

$$\eta = \frac{N_{\Pi}}{N} = \frac{Q p_H}{M_n \omega_n} \quad (3.13)$$

В об'ємних насосах, як і в лопатевих, розрізняють гідравлічний  $\eta_z$ , об'ємний  $\eta_o$  і механічний  $\eta_{мех}$  ККД.

Гідравлічний ККД враховує втрати енергії на подолання гідравлічних опорів у насосі:

$$\eta_z = \frac{p_2 - p_1}{p_{ин}} = \frac{p_H}{p_{ин}} \quad (3.14)$$

де  $p_{ин}$  - індикаторний тиск, створюваний у робочій камері насоса і відповідний теоретичному напору.

Об'ємний ККД враховує втрати, зв'язані з витокami рідини через зазори, і визначається залежністю (3.8).

Механічний ККД, що враховує втрати на тертя в механізмах насоса:

$$\eta_{мех} = \frac{N - \Delta N_{мех}}{N} = \frac{N_{ин}}{N} \quad (3.15)$$

Для гідромотора  $Q_T = Q - \Delta Q$  (рис. 3.5. б),

$$\text{Тоді } \eta_{ом} = \frac{q_T n_M}{Q}$$

В об'ємних насосах збільшенням кінетичної енергії звичайно зневажають, тому тиск насоса:

$$p_H = p_2 - p_1 \quad (3.9)$$

де  $p_2$  і  $p_1$  - відповідно тиск на виході і вході в насос.

Точка перетину сумарної характеристики  $H-Q_{1+2}$  з характеристикою трубопроводу (точка D) визначає напір  $H_D$ , який розвиває кожен насос і сумарну подачу  $Q_D$  двох насосів. Для установаження подачі кожного з двох насосів при паралельній роботі з точки D проведемо горизонтальну лінію до перетину її з напірними характеристиками обох насосів (точки F і N). Ці точки, крім напору  $H_D$ , визначають і подачу кожного з насосів  $Q_F$  і  $Q_N$ . При роботі насосів по одному режим їх характеризується точками A (першого) і B (другого).

Загальний ККД паралельно з'єднаних насосів визначається залежністю:

$$\eta_{1+2} = Q_{1+2} / (Q_F \eta_F + Q_N \eta_N) \quad (2.42)$$

Із розглянутого видно, що при паралельній роботі доцільно застосовувати насоси з приблизно однаковими напорами.

**Послідовна робота насосів.** Застосовується у випадках, коли напору одного насоса недостатньо. При ній до напірного патрубку попереднього (першого) насоса приєднується усмоктувальний патрубок слідуючого насоса.

Розглянемо послідовну роботу двох насосів з однакою подачею (рис. 2.18). Технічні показники при цьому з'єднанні насосів будуть:

$$Q = Q_1 = Q_2; \quad H = H_1 + H_2 \quad (2.43)$$

Для установаження режиму роботи послідовно з'єднаних насосів побудуємо сумарну напірну характеристику і на неї нанесемо характеристику трубопроводу.

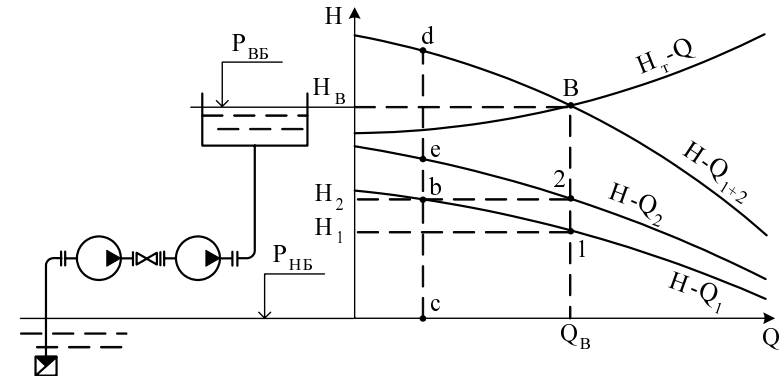


Рис. 2.18 Схема з'єднання і характеристики послідовної роботи двох насосів.

При побудові сумарної напірної характеристики  $H-Q_{1+2}$  сумірюються напори обох насосів при однакових подачах (рис. 2.18). Наприклад, для побудови точки d при довільно вибраній подачі, сумірюємо відрізки cb і ce, тобто  $cd=cb+ce$ .

Робоча точка B розташована на перетині сумарної характеристики  $H-Q_{1+2}$  з характеристикою трубопроводу  $H_T-Q$ , по ній визначаються сумісний напір  $H_B$ , напір кожного насоса  $H_1$ ,  $H_2$  і подача  $Q_B$ .

Загальний ККД послідовно з'єднаних насосів визначається за залежністю:

$$\eta_{1+2} = H_{1+2} / (H_1 / \eta_1 + H_2 / \eta_2) . \quad (2.44)$$

Якщо послідовно з'єднані однакові насоси, то ККД їх зберігається, а загальний напір  $H_n = n \cdot H_i$  де  $n$  – кількість насосів;  $H_i$  - напір кожного насоса.

Все ж, слід відзначити, що в виробничих умовах розглянуте послідовне з'єднання насосів застосовуються рідко. Частіше застосовуються багатоступеневі насоси, прикладом яких є, зокрема, занурювальні насоси (ЕВВ), за допомогою яких, виключно, піднімаються підземні води в сільськогосподарському водопостачанні.

### 2.1.2.8 Висота усмоктування, кавітація відцентрових насосів

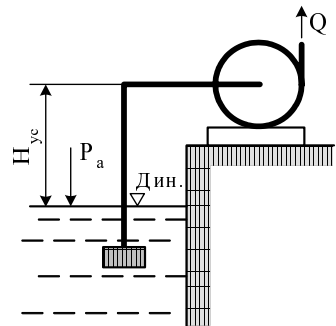


Рис. 2.19 Схема насосної установки.

**Висота усмоктування  $H_{yc}$**  – це висотне розташування вісі насоса по відношенню до відмітки динамічного рівня рідини в її джерелі (рис. 2.19)

Висота усмоктування є важливим параметром при проектуванні насосних установок. Неточне її визначення може викликати погіршення і навіть повний зрив роботи насоса. Таким чином, висота усмоктування, або установки насоса над рівнем рідини в джерелі, не повинна перевищувати допустимого її значення  $H_{yc}^{don}$ , що для відкритих джерел визначається залежністю:

$$H_{yc}^{don} = \frac{P_a}{\gamma} - \frac{P_n}{\gamma} - h_{e,yc} - \Delta h_{кав}, \quad (2.45)$$

де  $P_a$  – атмосферний тиск;  $P_n$  – тиск пароутворення;  $h_{e,yc}$  – втрати напіру в усмоктувальному трубопроводі;  $\Delta h_{кав}$  – кавітаційний запас.

У випадку, коли рідиною яка перекачується є вода, що найбільш поширено, елементи рівняння (2.45) мають такі значення:  $P_a/\gamma_b = 10$  м;  $P_n/\gamma_b = 0,12 \dots 0,24$  м; втрати напіру в усмоктувальному трубопроводі  $h_{e,yc}$  вираховуються за методикою гідравлічного розрахунку гідравлічно коротких трубопроводів;  $\Delta h_{кав}$  – кавітаційний запас, приймається з графіка робочих характеристик насоса. Таким чином допустима висота усмоктування для більшості насосів складає 4...8 м. Якщо насос встановлений над рівнем рідини в джерелі на висоті більшій допустимої то це є однією з причин кавітації. **Кавітація** – це порушення суцільності потоку рідини, яке відбувається внаслідок зниження тиску в насосі до критичного значення. Критичним називається тиск пароутворення в рідині. При кавітації з рідини виділяється пара і розчинені в рідині гази. Бульбашки пари і газу переносяться в область з тиском вище критичного, де і руйнуються з великою швидкістю, що супроводжується місцевими гідравлічними ударами. Внаслідок механічних та хімічних процесів, які відбуваються при кавітації, руйнується метал деталей на-

- напірний трубопровід об'ємних насосів постійно відділений від усмоктувального відповідними пристроями;
- об'ємний насос має здатність самоусмоктування, тобто здатний створювати вакуум в усмоктувальній трубі;
- ідеальна подача не залежить від тиску, який створює насос;
- тиск, створюваний насосом, не залежить від швидкості руху робочого органу.

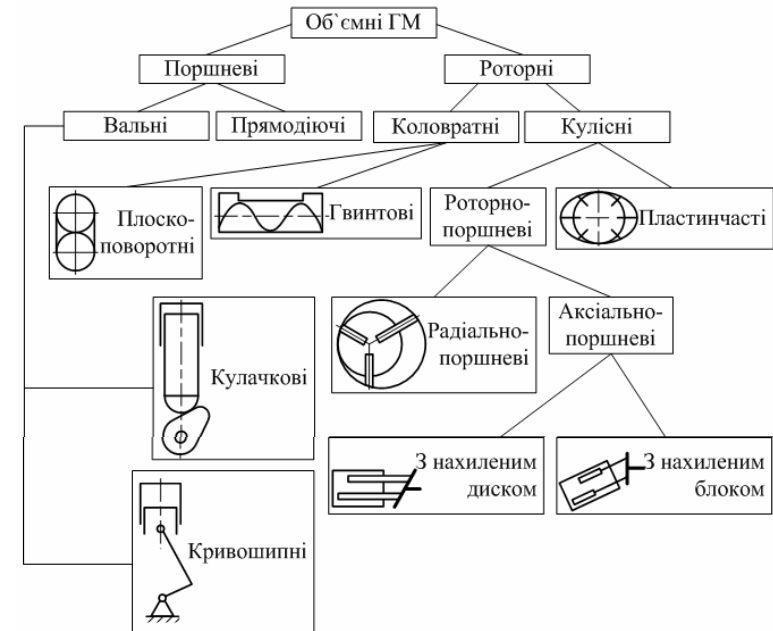


Рис. 3.4. Класифікація ГМ об'ємної дії.

Середня подача в секунду об'ємних насосів визначається по формулі:

$$Q = \eta_0 \frac{q_T n}{60}, \quad (3.7)$$

де  $q_T$  – робочий об'єм насоса, тобто об'єм рідини, що витісняється робочим органом за один цикл (поворот вала кривошипа в поршневих і ротора в роторних насосах);  $n$  – число робочих циклів у хвилину;  $\eta_0$  – об'ємний ККД насоса.

Об'ємний ККД насоса дорівнює відношенню дійсної середньої подачі до ідеальної (теоретичної) середньої подачі:

$$\eta_{0H} = \frac{Q}{Q_T}, \text{ де } Q_T = Q + \Delta Q, \quad (3.8)$$

воно не вимагає ніяких додаткових уточнень.

У передачах прийнято називати відношення  $k = M_1 / M_2$  коефіцієнтом трансформації, або силовим передаточним відношенням, а величину  $i = \frac{\omega_2}{\omega_1}$  - передаточним відношенням. Виходячи з цього:

$$\eta = ki \quad (3.4)$$

Таким чином, для визначення повного ККД отримано дуже просте і загальне для усіх видів передач рівняння. Воно дозволяє оцінити передачу з погляду ефективності використання енергії, не прибігаючи до розгляду внутрішніх процесів, що відбуваються в передачі, базуючись тільки на легко вимірюваних величинах.

Значення  $k$  і  $i$  для передач поступального руху визначають по формулам:

$$k = P_2 / P_1, \quad (3.5)$$

$$i = V_2 / V_1 \quad (3.6)$$

де  $P$  і  $V$  - сила і швидкість ведучої і відомої ланок.

### 3.3 Об'ємні гідравлічні машини

#### 3.3.1 Основні поняття і технічні характеристики гідравлічних машин

**Об'ємними називаються** гідромашини (ГМ), у яких рідина переміщається шляхом періодичної зміни об'єму займаної нею камери, яка періодично з'єднується з місцями входу і виходу рідини. Більшість об'ємних (ГМ) є оборотними і можуть бути використані як у режимі насоса (Н), так і в режимі гідродвигуна (гідромотора) (М).

**Об'ємний насос** – це (ГМ) призначена для перетворення механічної енергії руху в гідравлічну енергію потоку робочої рідини.

**Об'ємний двигун** – це (ГМ) призначена для перетворення енергії потоку робочої рідини в енергію руху вихідної ланки.

Переміщення рідини в об'ємному насосі здійснюється шляхом витиснення її з робочої камери робочим органом. В якості робочих органів можуть бути поршні, плунжери, шестерні, гвинти, пластини і т.п. По характеру руху робочого органу об'ємні гідромашини підрозділяються на поршневі з зворотньо-поступальним чи обертально-поступальним рухом робочого органу.

Класифікація (ГМ) з урахуванням принципу витиснення рідини з робочих камер приведена на рис. 3.4.

Основні відмінності об'ємних насосів від розглянутих раніше лопатевих полягають у наступному:

- подача об'ємного насоса здійснюється циклічно, а не рівномірним потоком, як у лопатевих насосах. Причому за кожен цикл робочого процесу подається порція, рівна робочому об'єму насоса;

сосів, а поверхня стає шорсткою (рис. 2.20).

Отже, перевищення допустимої висоти установки насоса є основною причиною кавітації, але її розвитку сприяє значне збільшення подачі насоса, наприклад, при збільшенні частоти обертання робочого колеса.

Явище кавітації є небезпечним для насосної установки, а тому його треба попереджувати, усуваючи вище названі причини. Все ж, іноді позбавитися кавітації неможливо, тоді робочі колеса виготовляються з більш стійких матеріалів - необробленого чавуну, вуглецевої та нержавіючої сталі. Наявність кавітації в насосі легко встановити по шуму, тріску і дрижанням насосного агрегату, що супроводжується зниженням подачі, напору і ККД.

Явище усмоктування рідини насосами зв'язане з двома поняттями: висота усмоктування і висота самоусмоктування насоса **Висота усмоктування**, як явище, на відміну від геометричного її тлумачення, що відмічалось раніше, це здатність насоса створювати вакууметричний тиск в усмоктувальній порожнині в умовах рідинного середовища. **Висота самоусмоктування** – це та ж здатність насоса, але в умовах газового середовища (повітря), тобто коли насос і усмоктувальний патрубок не заповнені рідиною. Отже, як відмічалось раніше, висота усмоктування відцентрових насосів складає 4...8 м. вод. ст., а висота самоусмоктування дорівнює 0,15...0,2 м. вод. ст.

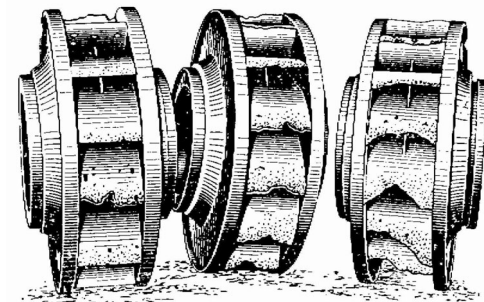


Рис. 2.20. Приклади руйнування робочих коліс насосів в наслідок кавітації.

#### 2.1.3 Вісьові насоси

**Вісьові насоси** – це динамічні лопатеві насоси, в яких рідина рухається вздовж вісі робочого колеса. В сільськогосподарському виробництві вони застосовуються, зокрема, на меліоративних перекачуючих насосних станціях. Вони виготовляються двох типів: з жорстко закріпленими лопатями в робочому колесі - тип “В” (вісьові), діаметр робочого колеса до 800 мм; з поворотними лопатями в робочому колесі “ВП” (вісьові поворотнлопатеві), діаметр робочого колеса більше 800 мм. Вони можуть бути з горизонтальним “Г” і вертикальним розташуванням вала. Кількість лопатей в робочому колесі 2...6. Залежно від форми профілю лопатей робочі колеса діляться на 7 моделей; 2, 3, 5, 6, 8, 10 і 11. По типу підводів вони діляться на “К” – камерний підвід; “МК” – малогабаритний з камерним підводом; Е – з електроприводом розвороту лопатей; “ЕГ”- з електрогідроприводом розвороту лопатей; “КЕ” – з камерним підводом і з електрогідроприводом розвороту лопатей; “МЕ” – малогабаритний з камерним підводом і електроприводом розвороту лопатей; “МКЕ” – малогабаритний з камерним підводом і електроприводом розвороту лопатей.

Для прикладу умовного позначення насоса типу “В”, горизонтального виконання “Г” модель 6, з діаметром робочого колеса 150 мм наведемо насос ВГ6-15. Того ж типу “В”, вертикального виконання “В”, моделі 5, з діаметром робочого колеса 470 мм, модифікації “К” – насос ВВ5-47К. Типу “ВП”, вертикального виконання “В”, моделі 11, з діаметром робочого колеса 2600мм, модифікації ЕГ – насос ВПВ11-260ЕГ [26].

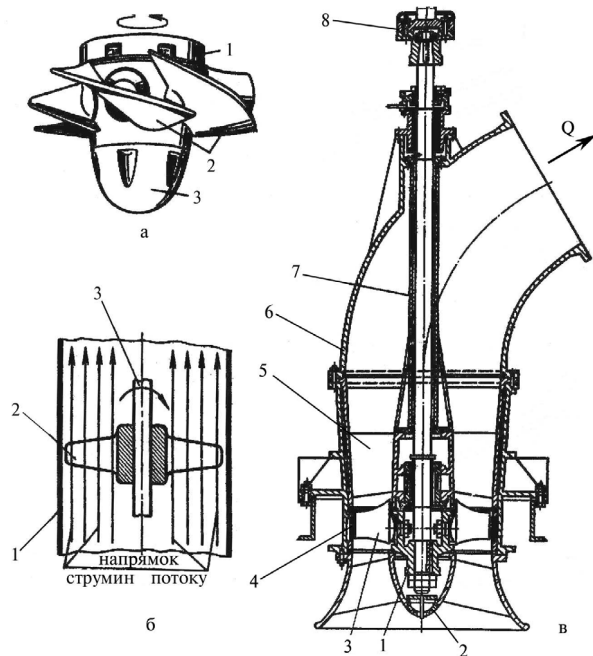


Рис. 2.21 Схема вісьового насоса: а – робоче колесо; б – рух потоку рідини в насосі; в – насос; 1 – втулка; 2 – передній обтікач; 3 – лопаті; 4 – робоча камера; 5 – виправляючий апарат; 6 – корпус насоса; 7 – вал; 8 – муфта з’єднання з електродвигуном.

рідину, вона рухається вздовж його вісі. Причиною цього є підйомна сила, яка виникає при обтіканні потоком несиметричних профілів лопатей робочого колеса. Підйомна сила, віднесена до одиниці довжини лопаті, знаходиться за формулою:

$$F = c_n \rho l \omega_\infty^2 / 2, \quad (2.46)$$

де  $c_n$  - коефіцієнт, який залежить від форми профілю лопаті;  $l$  - довжина хорди профілю лопаті;  $\omega_\infty$  - відносна швидкість набігання збуреного потоку.

На рис. 2.22 наводяться робочі характеристики вісьових насосів.

Поворотні лопаті в цих насосів улаштовуються з метою забезпечення максимального ККД при відповідній подачі.

Вони забезпечують порівняно невеликі напори 2,5...28 м при великих подачах 0,5...54 м<sup>3</sup>/с. Встановлюються таким чином, що робоче колесо постійно занурене у воду.

Лопаті повертаються відносно своєї вісі за допомогою механізму розвороту, який приводиться в дію штоком і який проходить по пустотілому основному валу.

Схема вісьового насоса показана на рисунку 2.21.

**Принцип роботи** вісьових насосів полягає в тому, що при обертанні робочого колеса, внаслідок силової дії лопатей на

вплив зв’язується з циклом роботи машини чи з керуванням по програмі, гідропривід стає частиною системи автоматичного чи напівавтоматичного регулювання, елементи гідроприводу називаються елементами гідроавтоматики, а гідросистема – автоматичною чи напівавтоматичною.

**Тиск рідини в гідроприводі.** З виразу (3.1) випливає, що при підвищенні тиску рідини потужність гідроприводу при всіх інших рівних умовах пропорційно підвищується, а отже, знижуються його питома маса і габаритні розміри. Через це в практиці відбувається безупинне підвищення тиску. В даний час у гідросистемах, як правило, тиски рівні 20-25 і рідше 35- 70 МПа.

Об’ємний насос може розвивати будь-які тиски, при яких робочі рідини ще зберігають свої властивості. Утрата цих властивостей, що обмежує тиск, обумовлена тим, що практично більшість рідин, у тому числі і рідини нафтового походження, при тисках 2000 - 3000 МПа затвердівають.

Вода при 20<sup>0</sup>С перетворюється у тверде тіло при тиску 840 МПа.

У гідросистемах машин поширення і насоси потужністю до 75 кВт (100 К.с.), однак у деяких випадках, і зокрема у важкому машинобудуванні, застосовуються насоси з приводною потужністю вище 3000 кВт (при тисках 22 МПа).

Економічність застосування передач характеризується насамперед коефіцієнтом корисної дії. З цієї точки зору усім видам передач, у тому числі і гідравлічним, властиво загальні закономірності. Розглянемо їх.

Закон збереження енергії в застосуванні до передач, що перетворюють параметри механічної енергії, може бути записаний в вигляді:

$$N_1 = N_2 + N_{\Pi},$$

де  $N_1$  - потужність на вхідній, ведучій ланці;  $N_2$  - потужність на вихідній, відомій ланці;  $N_{\Pi}$  - потужність, загублена в передачі (перетворюється в тепло і розсівається в навколишнє середовище).

При передачі обертання,  $N_1 = M_1 \omega_1$  і  $N_2 = M_2 \omega_2$ , тоді:

$$M_1 \omega_1 = N_{\Pi} + M_2 \omega_2 \quad (3.2)$$

де  $M_1 \omega_1$  - момент і кутова швидкість на валу насоса;  $M_2 \omega_2$  - те ж, на валу мотора.

Розділивши праву і ліву частини рівняння на  $M_1 \omega_1$ , одержимо:

$$1 = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} + \frac{N_{\Pi}}{M_1 \omega_1}; \text{ або } \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = 1 - \frac{N_{\Pi}}{M_1 \omega_1}$$

Коефіцієнт корисної дії, як відомо, є відношенням корисно використаної потужності  $N_2$  (потужність на відомому валу), до витраченої, тобто:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1}. \quad (3.3)$$

Це рівняння для визначення ККД отримано із самих загальних розумінь і справедливо для усіх видів передач. У ньому враховані усі втрати енергії, і тому

нини; поршень у цьому випадку рухається в ліву сторону. При підвищенні тиску більше встановленого значення відкриється запобіжний клапан 4 і рідина під тиском буде переливатися через нього в бак. На рис.3.3, б і в представлені принципові схеми гідропередачі з гідродвигуном (гідромотором) 2 обертального руху.

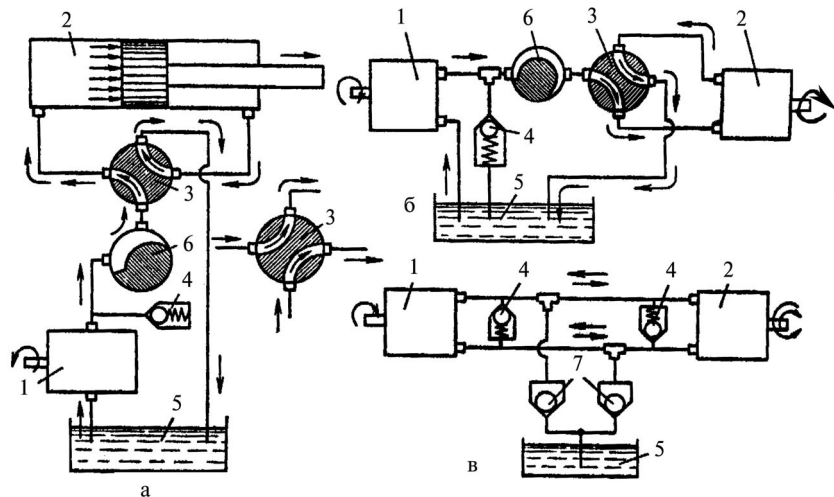


Рис. 3.3. Принципові схеми гідропроводів прямолінійного (а) і обертального (б і в) руху.

Реверс гідродвигуна в схемі (рис.3.3, б) здійснюється за допомогою розподільника 3, а в схемі (рис. 3.3, в) – шляхом зміни насосом напрямку потоку рідини. Система в останньому випадку повинна бути забезпечена зворотними (запірними) клапанами 7, що від'єднують при зміні напрямку потоку рідини напірну магістраль від бака 5 і одночасно забезпечують підживлення усмоктувальної порожнини насоса у випадку, якщо в останній утвориться в результаті витоків рідини чи інших причин вакуум. Схема також забезпечена запобіжним клапаном 4 і баком 5 запасу робочої рідини.

Очевидно, що при прийнятій вище умові повної герметичності гідроагрегатів і практичної не стискальності рідини вихідна ланка двигуна переміщується (чи обертається) з визначеною швидкістю, що забезпечує прохід через його робочі камери рідини, поданої насосом, тобто повинна бути дотримана умова  $Q_n = Q_o$ , де  $Q_n$  і  $Q_o$  теоретичні подачі (об'єми, описувані робочими елементами в одиницю часу) насоса і двигуна. У результаті при прийнятій вище умові одержимо жорсткий кінематичний зв'язок між насосом і гідродвигуном.

Розглянуті (рис.3.3) схеми відносяться до числа найпростіших, у яких керування потоком рідини зводиться лише до зміни її напрямку плинину без якогось впливу на закон руху поршня гідродвигуна. Системи. У випадку, коли цей

Напірна характеристика  $H-Q$  показує, що у вісьових насосів при збільшенні подачі різко знижується напір.

Потужнісна характеристика  $N-Q$  свідчить про те, що найбільша споживана потужність в них буде при нульовій подачі, а тому запуск в роботу цих насосів здійснюється при відкритій засувці.

Регулювання їх подачі здійснюється установкою лопатей під різними кутами, виправляючим апаратом і іншими способами.

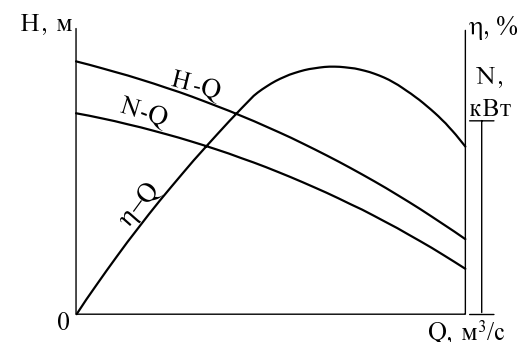


Рис. 2.22. Робочі характеристики вісьових насосів.

#### 2.1.4 Вихрові насоси

**Вихрові насоси** – це динамічні насоси тертя, в яких рідина переміщується завдяки силам тертя.

На рис. 2.23 показана принципіальна схема вихрового насоса, за допомогою якої пояснюється принцип роботи цих насосів.

Насос складається з робочого колеса 1, виконаного у вигляді диска з вифрезерованими пазами по зовнішньому діаметру і розташованого в корпусі 2.

В корпусі улаштований кільцевий канал 3, який перекривається перемичкою 5. Перед пуском насос заповнюється рідиною.

**Принцип його роботи** полягає в слідує. При обертанні робочого колеса в напрямку, показаному на рис. 2.23, рідина, під дією відцентрової сили викидається з пазів в канал і завдяки силам тертя знову повертається в пази, здійснюючи, таким чином, вихровий рух, показаний стрілками на рис. 2.23. При кожному викиданні з робочого колеса рідина отримує приріст енергії. Отже, в кільцевому каналі формірується безперервний рідинний джгут, який рухається від усмоктувального патрубка до роздільної перемички 5. Оскільки між перемичкою і робочим колесом відсутній канал, то перед ним, як перед перепоною, рідина направляється в напірний патрубок 6.

Напір вихрового насоса визначається залежністю:

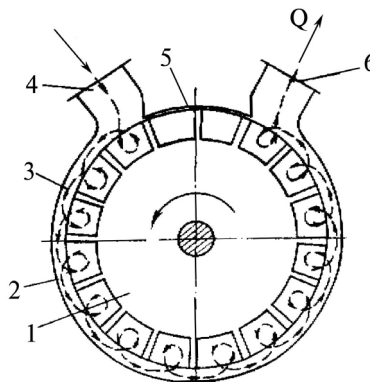


Рис. 2.23. Принципіальна схема вихрового насоса: 1 – робоче колесо; 2 – корпус; 3 – кільцевий проточний канал; 4 – усмоктувальний патрубок; 5 – роздільна перемичка (ділянка); 6 – напірний патрубок.

$$H = \Psi \frac{U^2}{2g}, \quad (2.47)$$

де  $\Psi$  - коефіцієнт напору,  $\Psi = 3,5 \dots 4,5$ ;  $U$  - окружна швидкість на виході з робочого колеса.

Напір, який створюється вихровими насосами в 4...6 разів більше напору створюваного відцентровими насосами за тих же умов (при тих же габаритах і частоті обертання). Подача у вихрових насосів 1,8...22,7 м³/г при напорі 16...40 м. На рисунку 2.24 показана конструкція вихрового насоса.

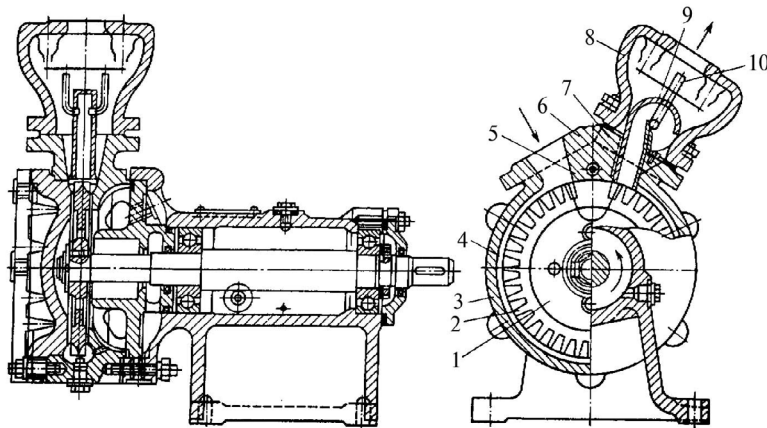


Рис. 2.24 Конструкція вихрового насоса: 1 – робоче колесо; 2 – лопаті робочого колеса; 3 – корпус; 4 – концентричний кільцевий канал; 5 – роздільна перемичка; 6 – усмоктувальний патрубок; 7 – нагнітальний патрубок; 8 – вузол самоусмоктування; 9 – ковпак; 10 – повітряпровід.

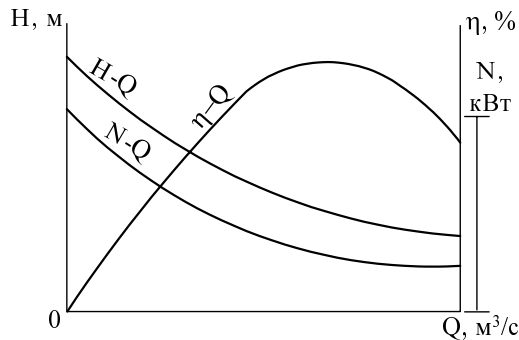


Рис. 2.25 схема робочих характеристик вихрового насоса.

Достоїнством вихрових насосів є і те, що вони після зупинки не можуть

Більшість вихрових насосів є самоусмоктувальними, тобто вони здатні при пуску усмоктувати рідину з висоти до 4 м без попереднього заповнення рідиною підвідного трубопроводу. Для цієї мети в ковпаку 9 розташований повітряпровід 10. Наявність в комплекті насоса вузла 8 дозволяє використовувати їх в якості вакуумних для заповнення рідиною перед пуском відцентрових насосів.

вантажами вагою  $G_1$  і  $G_2$

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{F_1}{F_2}.$$

Добуток сили,  $P_1$  що діє на поршень  $a_1$  (рис.3.2.б) на швидкість його руху  $V_1 = h_1 / t$ ,

де  $t$  – час переміщення поршня на відстань  $h_1$ , дає вираз потужності  $N = P_1 V_1$ .

Підставивши в попередній вираз  $P_1 = f_1 p$  одержимо  $N = p f_1 V_1$ .

З урахуванням того, що добуток  $f_1 V_1$  виражає об'єм, описуваний поршнем в одиницю часу, чи розрахункову подачу  $Q$  рідини одержимо:

$$N = p Q \quad (3.1)$$

У тому випадку, якщо тиск виражений у кг/см² і подача в см³/с, потужність буде виражена в кг. см/с.

Для одержання потужності в К.с. користаються виразом

$$N = \frac{p Q}{7500} \text{ К.с.} = 735,499 \text{ вт},$$

де  $Q$  – витрата рідини в см³/с;  $p$  – тиск рідини в кг/см², 0,1 МПа.

Розрахункові формули потужності приведені в такій формі, що їх можна використовувати в умовах застосування конкретних одиниць міжнародної системи (СИ) і системи МКС, системи МКГСС і СГС. Співвідношення між одиницями фізичних величин (див. додаток 1). Конструктивна схема гідропривода відрізняється від спрощеної (Рис.3.2.б) тим, що включає насос неперервної дії, а також ряд других апаратів, які управляють потоком рідини і запобігають від перевантаження системи. В будь-якому гідроприводі розрізняють три групи елементів: насоси (джерело гідравлічної енергії), гідродвигуни (приймачі гідравлічної енергії чи виконавчі механізми), розподільну і регулюючу гідроапаратуру.

На рис. 3.3, а представлена схема найпростішого об'ємного гідроприводу для прямолінійного зворотньо-поступального руху. Привод складається з з'єднаних трубопроводами насоса з резервуаром (баком) 5 і гідродвигуна (силового циліндра) 2. запобіжного клапана 4, обмежуючого підвищення тиску рідини вище встановленого значення, і розподільного пристрою (крана) 3, за допомогою якого змінюється напрямок потоку рідини від насоса до робочих порожнин гідродвигуна, тобто здійснюється зміна напрямку його руху. У положенні розподільника (крана) 3, представленого на (рис.3.3.а), рідина від насоса 1 надходить у ліву порожнину циліндра 2, переміщуючи його поршень у праву сторону.

Рідина ж, що витісняється при цьому поршнем із правої (неробочої) порожнини циліндра 2, віддаляється по зливальним трубопроводним каналам розподільника 3 у резервуар 5. При повороті розподільника 3 на кут 90° рідина від насоса надходить у праву порожнину циліндра 2 і відводиться в бак 5 з лівої його порож-

Положення збережеться, якщо як судини візьмемо два з'єднаних трубопроводами герметично закритих поршнями  $a_1$  і  $a_2$  (рис. 3.1.б) циліндри 1 і 2, перший з яких є ведучим (насосом), а другий - відомим (гідродвигуном). При переміщенні за допомогою рукоятки 3 поршня  $a_1$ , циліндра 1 у праву сторону рідина витісняється в циліндр 2, переміщаючи його поршень  $a_2$ , нагору, причому тиск  $P_1 = P_2 / f_1$  в циліндрі 1 силою  $P$ , прикладеною до поршня  $a_1$ , діє також і на поршень  $a_2$  циліндра 2 (утратами тиску в трубопроводі зневажаємо, тобто вважаємо, що  $p_1 = p_2$ ).

Допускаючи, що циліндри 1 і 2 герметичні, а рідина нестислива, переміщення поршнів  $a_1$  і  $a_2$  опишемо рівнянням рівності об'ємів, що витісняються ними, (рівнянням нерозривності потоку)  $h_1 f_1 = h_2 f_2$ , де  $h_1, h_2, f_1, f_2$  - відповідно переміщення і площі поршнів  $a_1$  і  $a_2$ .

На підставі цієї рівності можна записати:

$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{f_1}{f_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2}; \quad h_2 = h_1 \frac{f_1}{f_2} = h_1 \frac{d_1^2}{d_2^2},$$

де  $d_1$  і  $d_2$  - діаметри поршнів  $a_1$  і  $a_2$ .

Зневажаючи гідравлічним опором (припускаємо, що тиск  $p_1 = p_2 = p$ ) і тертям поршнів  $a_1$  і  $a_2$  при їхньому русі, можна написати вираз для сил  $P_1$  і  $P_2$  діючих на поршні  $a_1$  і  $a_2$ :

$$P_1 = p f_1 \quad \text{і} \quad P_2 = p f_2.$$

Відповідно з цим:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{p f_2}{p f_1} = \frac{d_2^2}{d_1^2} \quad P_2 = P_1 \frac{f_2}{f_1},$$

З цієї рівності випливає, що сила  $P_2$  більше сили  $P_1$  в  $\frac{f_2}{f_1}$  рази.

Рівновага сил, що діють у розглянутій схемі, можна порівняти з рівновагою коромисла, навантаженого вантажами вагою  $G_1$  і  $G_2$ , прикладеними на його кінцях (рис. 3.2, в)

Неважко довести, що довжини пліч  $L_1$  і  $L_2$  коромисла і величини вантажів вагою  $G_1$  і  $G_2$  зв'язані співвідношенням

$$\frac{G_1}{G_2} = \frac{L_2}{L_1}.$$

Відповідно до порівнюваної гідросхеми (рис. 3.2. г), що складається зі зв'язаних трубопроводами двох циліндрів площею  $F_1$  і  $F_2$ , поршні яких навантажені

самоспорожнитися, так як усмоктувальний і нагнітальний патрубкі розташовані вище корпусу, а це зручно при автоматизації управління роботою насоса.

На рисунку 2.25 показані робочі характеристики вихрових насосів. З них видно, що згідно з потужнісною характеристикою насос слід запускати при відкритій засувці, так як споживана потужність при цьому мінімальна.

## 2.1.5 Струминні насоси

**Струминні насоси** - це динамічні насоси в яких рідина переміщується завдяки використанню кінетичної енергії струмини робочої краплинної рідини, газу чи пари.

Якщо робочою рідиною є вода вони називаються струминними; газ або повітря - ежекторами; пара - інжекторами; горяча вода - гідроелеваторами.

На рисунку 2.26 показана принципальна схема струминного насоса.

Згідно з нею, **принцип роботи** цих насосів полягає в наступному. Робоча рідина 1, яка подається з напірного бака, окремим насосом, з резервуара зі стисненим повітрям, чи спеціально подається стиснена пара, по підвідній трубі 2 надходить в сопло 3. При виході з сопла потік набуває максимальної кінетичної енергії. В перерізі II-II створюється вакууметричний тиск, завдяки якому рідина з джерела по усмоктуючій трубці 7, з витратою  $Q$ , м<sup>3</sup>/с надходить в камеру змішування потоків робочої рідини, яка перекачується. Суміш обох рідин через дифузор 5 надходить у відвідний трубопровід 6. В дифузорі частина кінетичної енергії перетворюється в потенціальну. Якщо до перерізів I-I і II-II та площини порівняння 0-0 (рис. 2.26) застосувати рівняння Бернуллі, то вакууметричний напір в камері 4 визначиться за залежністю:

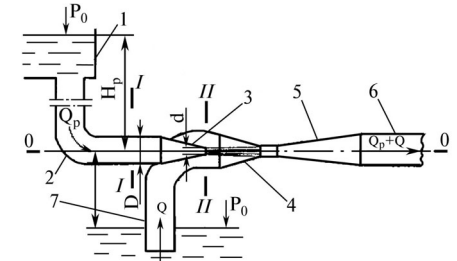


Рис. 2.26 Схема струминного насоса: 1 - робоча рідина; 2 - підвідна труба; 3 - сопло; 4 - камера змішування; 5 - дифузор; 6 - відвідний трубопровід; 7 - усмоктувальна труба.

$$H_{\text{вак}} = \frac{8Q_p^2}{\pi^2 g} \cdot \left( \frac{1}{D^4} - \frac{1+\zeta}{d^4} \right), \quad (2.48)$$

де  $Q_p$  - витрата робочої рідини, м<sup>3</sup>/с;  $D$  - діаметр підвідної труби, м;  $d$  - діаметр вихідного отвору сопла, м;  $\zeta$  - коефіцієнт опору ділянки між перерізами I-I і II-II.

Співвідношення  $Q/Q_p = \alpha$  називається коефіцієнтом підмішування (інжекції), а  $H/H_p = \beta$  - коефіцієнтом напору, де  $H, H_1$  - відповідно, висота підняття і робочий напір, м. ККД струминних насосів складає 0,25...0,3, тобто порівняно низький, що і є суттєвим їх недоліком. Застосовуються ці насоси в багатьох галузях техніки і в сільськогосподарському виробництві, зокрема, для підняття підземних вод для сільськогосподарського водопостачання.

### 2.1.6 Повітряні водопідіймники (ерліфти)

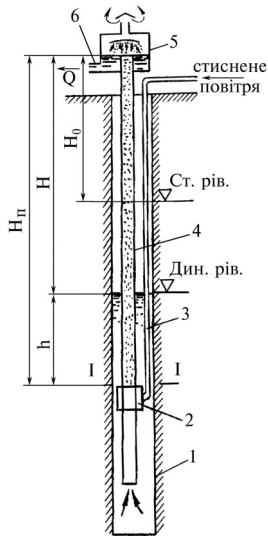


Рис. 2.27 Схема повітряного водопідіймника (ерліфта): 1 – обсадна труба; 2 – змішувач; 3 – повітропровід; 4 – водопідіймна труба; 5 – повітровідділювач; 6 – водовідна труба.

Це динамічні насоси тертя. Вони використовуються для підняття підземних вод та при промивці бурових колодязів в процесі їх спорудження. На рис. 2.27 показана принципіальна схема повітряного водопідіймника.

**Принцип роботи** ерліфтної установки полягає в наступному. Стиснене повітря по повітропроводу 3 подається до змішувача 2, де на рівні перерізу I-I утворюється водоповітряна суміш. Оскільки густина суміші менше густини води, то стовп води висотою  $h$ , яка знаходиться поза водопідіймною трубою, за законом сполучених посудин, змушує водоповітряну суміш підніматися на висоту  $H_n = h + H$  (рис. 2.27). Висота  $H_n$  залежить від кількості повітря, яке подається до змішувача і призначається такою, щоб забезпечити стовп водо-повітряної суміші, який сягав би поверхні землі.

В повітровідділювачі 5, розташованому на верхньому кінці водопідіймної труби, повітря відділяється від суміші, а вода по водовідній трубі 6 надходить споживачу, частіше в резервуар. ККД ерліфтної установки складає 26...37%.

До динамічних відносяться й інші насоси, такі як шнекові, вібраційні, але в сільськогосподарському виробництві вони майже не застосовуються, а тому тут не розглядаються.

## 2.2 Вентилятори

### 2.2.1 Призначення, класифікація вентиляторів. Технічні показники і порядок їх підбору

Вентиляторами називаються нагнітачі обертової дії, призначені для переміщення повітря і газів. Як відомо, повітря і гази мають густину біля  $1,2 \text{ кг/м}^3$ , а створюваний вентиляторами абсолютний тиск складає біля 115 кПа, тобто збитковий тиск, створюваний вентиляторами складає біля 15 кПа. Таким чином, ступінь підвищення тиску повітря, що переміщують вентилятори в порівнянні з природним його станом складає не більше 1,15 рази.

По величині створюваного надлишкового тиску вентилятори діляться на вентилятори низького тиску - до 1,0 кПа, середнього - 1,0 ...3,0 кПа і високого - 3,0...15 кПа.

По типу конструкції вентилятори діляться на **відцентрові** (радіальні), **ві-**

$$e = \frac{E}{m} = zg + \frac{p}{\rho} + \frac{U^2}{2}, \quad (3.1)$$

де  $E$  - повна енергія рідини щільністю  $\rho$ ;  $m$  - маса рідини, що тече зі швидкістю  $u$ ;  $zg$  - питома енергія положення;  $g$  - прискорення вільного падіння;  $p/\rho$  - питома енергія тиску;  $U^2/2$  - питома кінетична енергія рідини.

В об'ємних гідроприводах використовується енергія тиску, що за допомогою об'ємних гідродвигунів перетворюється в механічну роботу.

Для допоміжних, головним чином командних, ланцюгів використовується також кінетична енергія.

Кінетична енергія рідини використовується в гідродинамічних передачах, що розглядаються в однойменному навчальному курсі. Енергією положення в об'ємних гідроприводах звичайно зневажають, оскільки різниця висот  $Z$  між окремими елементами гідросистеми мала й енергія положення набагато менша в порівнянні з діючою в ній енергією тиску рідини. Ця енергія положення враховується лише при розрахунках і дослідженнях усмоктувальних характеристик насосів.

Принцип дії об'ємних гідроприводів заснований на високому об'ємному модулі пружності (незначній стискальності) рідини і на законі Б. Паскаля.

З приведеної на рис.3.2, а схеми, що ілюструє цей закон, випливає, що якщо в герметично заповненій рідиною посудині прикладемо силу  $P$  до поршня площею  $f$ , то ця сила зрівноважиться (тертям поршня зневажаємо) силою тиску рідини  $P$  на цей поршень, що буде діяти в будь-якій точці рідини, включаючи і поверхню посудини (гідростатичним тиском зневажаємо).

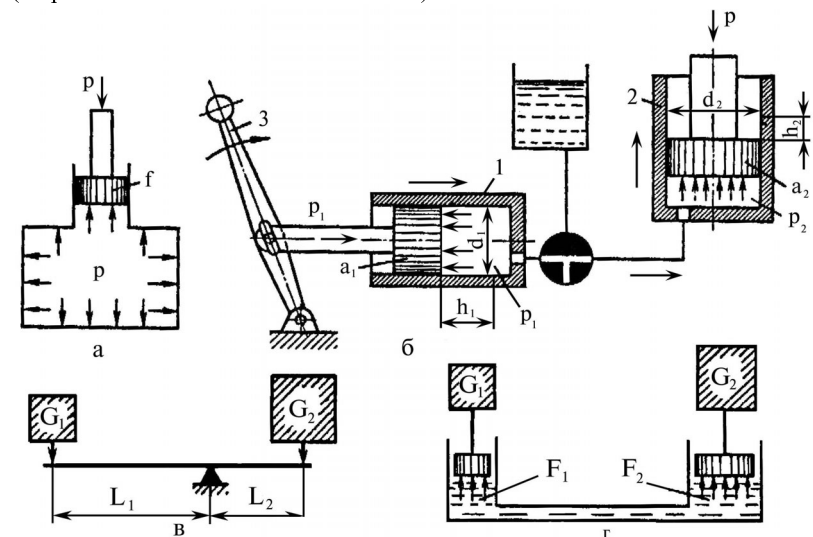


Рис. 3.2 Схеми, що ілюструють принцип дії об'ємного гідроприводу



Гідротрансмісії виконують кілька функцій: передачу енергії, необхідної для руху самохідної машини при незмінній частоті обертання вала двигуна внутрішнього згоряння; динамічне гальмування самохідної машини, що досягається зменшенням подачі насоса.

Безступінчаста зміна швидкості руху самохідної машини дозволяє цілком використовувати потужність двигуна і виконувати технологічний процес на оптимальних режимах.

**Переваги і недоліки гідроприводу.** Завдяки тому, що гідропривод дозволяє поліпшити експлуатаційні і техніко-економічні характеристики машин і механізмів, він знайшов широке поширення на тракторах і машинах сільськогосподарського призначення. Застосування гідроприводу на тракторах і сільськогосподарських машинах обумовлено рядом його переваг у порівнянні з механічними приводами:

- незалежність взаємного розташування вузлів гідроприводу; малі габарити і висока передавана потужність на одиницю маси;

- можливість одержування великих передаточних відносин без застосування механічних редукторів;

- простота розгалуження потужності без кінематичних складних і малонадійних приводів зі значною кількістю ланцюгів, ременів, карданних валів і інших елементів механічних передач;

- широка уніфікація в межах машинобудівних галузей;
- надійне запобігання робочих органів від перевантажень;
- можливість безступінчастого регулювання швидкісних режимів і легкість керування;

- зниження витрат часу на регулювання і технічне обслуговування машин;

- можливість автоматизації процесу управління;

- поліпшення умов роботи механізаторів.

При цьому гідроприводи порівняно прості у виготовленні, експлуатації і відрізняються надійністю. При дотриманні правил експлуатації ресурс багатьох типів насосів і гідромоторів досягає до 6000 мотогодину і вище.

У той же час гідроприводи не позбавлені недоліків, до основних з яких варто віднести:

- вплив температури зовнішнього середовища на параметри гідропередачі;

- високі втрати потужності на подолання тертя робочої рідини в гідролініях, утрати з внутрішніми і зовнішніми витоками робочої рідини;

- можливі порушення роботи гідроприводу внаслідок наявності повітря в системі.

### 3.2.2 Принцип дії об'ємного гідроприводу

З відомих у гідравліці трьох видів механічної енергії рідини, що у питомому вираженні можна представити рівнянням

*свої, дахові і стельові.*

Вентилятори класифікуються за номерами. **Номер вентилятора** - це діаметр його робочого колеса виражений в дециметрах. Наприклад, вентилятор з робочим колесом діаметром 250 мм має № 2,5, з діаметром 1600 мм - № 16.

По напрямку обертання робочого колеса вентилятори випускаються правого обертання - колесо обертається за годинниковою стрілкою (якщо дивитись з боку усмоктування) і лівого обертання - проти годинникової стрілки.

Так як ступінь підвищення тиску створюваного вентиляторами порівняно невелика (1,15), то стиснення повітря не чинить суттєвого впливу на робочий процес і в розрахунках вентиляторів до уваги не береться.

Внаслідок незначного підвищення тиску вентиляторами вони не змінюють термодинамічного стану переміщуваних ними повітря і газів. Це є підставою для застосування теорії насосів для вентиляторів.

Вентилятор в поєднанні з двигуном (здебільшого електричним) створюють вентиляційний агрегат.

Вентиляційний агрегат сам по собі не може забезпечити перекачування повітря і газів. Для цього необхідно вентиляційний агрегат оснастити усмоктувальним і нагнітальним повітропроводами, що разом становить вентиляційну установку (рис. 2.28).

**Технічні показники вентиляторів.** Основними технічними показниками вентиляторів є тиск, подача, потужність і коефіцієнт корисної дії (ККД.).

**Тиск  $P$ , Па** - збитковий тиск, створюваний вентилятором.

Він складається з статичного  $P_{ст}$  і динамічного  $P_{дин}$  тисків, тобто:

$$P = P_{ст} + P_{дин}. \quad (2.49)$$

В свою чергу складова статичного тиску складається з вакууметричного (на вході) і манометричного (на виході) тисків, тобто:

$$P_{ст} = P_{вак} + P_{ман}, \quad (2.50)$$

де  $P_{вак}$  - вакууметричний тиск на вході в вентилятор;  $P_{ман}$  - манометричний тиск на виході із вентилятора.

Динамічний тиск описується рівнянням :

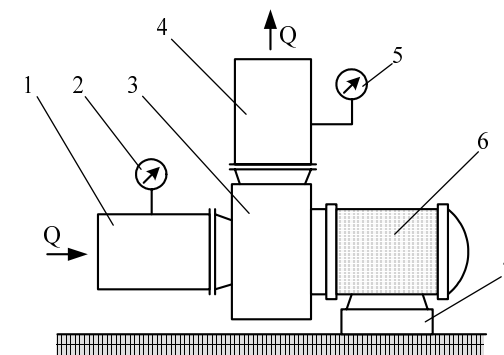


Рис. 2.28 Схема вентиляційної установки з відцентровим вентилятором: 1 - усмоктувальний повітропровод; 2 - вакууметр; 3 - відцентровий вентилятор; 4 - нагнітальний повітропровод; 5 - манометр; 6 - електродвигун; 7 - станина.

$$p_{\text{дин}} = \gamma \frac{C^2}{2g}, \quad (2.51)$$

де  $C$  - швидкість руху повітря чи газів в вихідному патрубку вентилятора;  $C^2/2g$  - швидкісний напір.

Отже, повний тиск вентилятора визначається формулою:

$$p = p_{\text{вак}} + p_{\text{ман}} + \gamma \frac{C^2}{2g}. \quad (2.52)$$

В залежності від наявності або відсутності усмоктувального чи нагнітального повітропроводів можливі три види (схеми) роботи вентиляційних установок: безнапірна, нагнітальна і усмоктувальна.

**Безнапірна схема** - при ній в вентиляційній установці відсутні усмоктувальний і нагнітальний повітропроводи, вентилятор тільки переміщує повітря і  $P_{\text{вак}} = 0$ , та  $P_{\text{ман}} = 0$ .

Тиск, що створюється такою установкою визначається тільки однією складовою, а саме швидкісною:

$$p = \gamma \frac{C^2}{2g}. \quad (2.53)$$

**Нагнітальна схема** - при ній в вентиляційній установці відсутній усмоктувальний повітропровод і усмоктувальний патрубок вентилятора відкритий безпосередньо в атмосферу ( $P_{\text{вак}} = 0$ ). Тиск вентиляційної установки визначається залежністю:

$$p = p_{\text{ман}} + \gamma \frac{C^2}{2g}. \quad (2.54)$$

**Усмоктувальна схема** - при ній в вентиляційній установці відсутній нагнітальний повітропровод і нагнітальний патрубок вентилятора відкритий безпосередньо в атмосферу ( $P_{\text{ман}} = 0$ ). Тиск вентиляційної установки визначається залежністю:

$$p = p_{\text{вак}} + \gamma \frac{C^2}{2g}. \quad (2.55)$$

**Подача  $Q$** , м<sup>3</sup>/с – об'єм повітря, що подається вентилятором за одну секунду, тобто

$$Q = \frac{W}{T}, \quad (2.56)$$

де  $W$  - об'єм повітря, м<sup>3</sup>;  $T$  - час, що дорівнює одній секунд, с.

**Потужність  $N$** , Вт. Слід розрізняти корисну потужність, створювану вентилятором і потужність, що отримує вентилятор на валу від електродвигуна, тобто вживану потужність.

**Корисна потужність  $N_{\text{кор}}$** , Вт, це робота, виконувана вентилятором за од-

Під гідролінією чи гідромережею мають на увазі пристрій, призначений для проходження робочої рідини в процесі роботи об'ємного гідроприводу.

**Розрізняють: напірну гідролінію** - частина основної гідролінії (гідромережі), по якій робоча рідина рухається від насоса до розподільника чи безпосередньо до гідродвигуна;

**виконавчу гідролінію** - частина основної гідролінії, по якій робоча рідина рухається від розподільника до гідродвигуна і назад;

**зливальну гідролінію** - частина основної гідролінії, по якій робоча рідина рухається в бак від розподільника чи безпосередньо від гідродвигуна.

**Насосом** називається машина, що перетворює механічну енергію, прикладену до його вала, в енергію рідини, а **гідродвигуном** – машина, що перетворює енергію рідини в механічну енергію на його валу.

Об'ємний гідродвигун з поворотним рухом відомої ланки на кут  $<360^\circ$  називають **гідроповоротником**, чи **моментним гідроциліндром**, або ще **гідрокварантом**. Об'ємний гідропривод з гідроповоротником називається **гідроприводом поворотного руху**.

Об'ємний гідродвигун з обертальним рухом відомої (вихідної) ланки називається **гідромотором**, а гідродвигун із прямолінійним зворотно-поступальним рухом – **гідроциліндром**.

По призначенню гідроприводи тракторів і сільськогосподарських машин можна розділити на три групи: гідроприводи робочих органів; гідроприводи дистанційного управління і гідроприводи ходової системи гідротрансмісії.

У свою чергу, гідроприводи робочих органів поділяються на гідроприводи активних робочих органів і гідроприводи керування положенням робочих органів.

Гідроприводи активних робочих органів забезпечують передачу енергії безпосередньо до робочих органів машин для виконання безупинного чи циклічно повторюваного процесу. У залежності від особливостей технологічного процесу гідроприводи забезпечують постійну чи перемінну швидкість руху робочого органа, можуть бути реверсивними чи нереверсивними по напрямку руху.

Гідроприводи управління положенням робочого органа установлюють чи фіксують ці органи в заданому положенні, відносно сільськогосподарської машини (додаткові опори грейферних навантажувачів, штанги обприскувачів й ін.).

У ряді випадків гідропривод забезпечує установку робочих органів у «плаваюче» положення, при якому робочий орган переміщається під впливом діючих на нього сил. Таке керування звичайно використовується для копіювання рельєфу ґрунту ріжущими або збираючими робочими органами.

Серед гідроприводів дистанційного управління найбільш розповсюджений гідропривод рульового керування, який призначений для зменшення зусиль, необхідних для керування самохідною машиною, і забезпечує передачу енергії від вала двигуна внутрішнього згоряння до механізму повороту. При цьому від механізатора потрібно тільки зусилля для переміщення гідралічних розподільних пристроїв. Поворот керованих коліс при непрацюючому двигуні здійснюється за рахунок сил, що прикладаються до кермового колеса.

### 3.2 Об'ємний гідропривод

#### 3.2.1 Загальні визначення й основні параметри

Під об'ємним гідроприводом розуміється в загальному випадку гідросистема, призначена для приведення в рух механізмів і машин, до складу якої входить об'ємний гідродвигун.

Поширене також визначення відповідно до якого під об'ємним гідроприводом розуміється гідросистема (система гідромашин і гідроагрегатів), що служить для передачі за допомогою рідини енергію на відстань і перетворення її в механічну енергію на виході системи (в енергію руху гідродвигуна) і одночасно виконуючої функції регулювання і реверсування швидкості вихідної ланки.

Об'ємний гідропривод, що складається з пристроїв конструктивно оформлених в одному загальному блоці, називається **об'ємною гідропередачею** (гідротрансмісією). Поняття «гідропривод» звичайно отожднюється з поняттям «гідросистема», під яким розуміється сукупність пристроїв, що передають енергію шляхом використання рідини під тиском

Гідросистема може мати як один, так і кілька гідродвигунів і насосів.

Усякий гідропривод складається з джерела витрати рідини, яким у більшості випадків служить насос, гідродвигуна зворотно-поступального чи обертального руху, агрегатів керування, рідинних магістралей (гідроліній чи гідромереж) та інших гідроапаратів. Рис. 3.1.

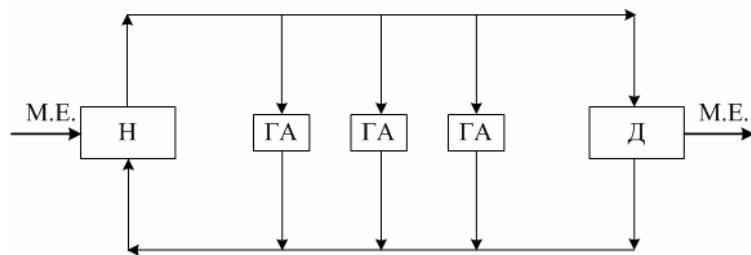


Рис. 3.1. Структурна схема об'ємного гідроприводу: М.Е. – механічна енергія; Н - насос; Д - гідродвигун; ГА-гідроагрегати; → - напрямок циркуляції робочої рідини.

**Гідроапаратура** називають пристрої, призначені для змінювання параметрів потоку робочої рідини або підтримки їх на визначеному постійному рівні. Під параметрами потоку в даному випадку розуміють **тиск, витрату і напрямок руху**.

**Під гідролінією** розуміється сукупність з'єднаних один з одним пристроїв, що мають безпосередній контакт із робочою рідиною і призначених для виконання визначеної функції в об'ємному гідроприводі.

ну секунду при переміщенні одного метра кубічного повітря на шляху, що дорівнює висоті стовпа на який піднімається повітря і який дорівнює  $p/\gamma$  ( $p$  – тиск,  $\gamma$  – питома вага повітря;  $\gamma = \rho/g$ , де  $\rho$  – щільність повітря,  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ ).

Таким чином

$$N_{\text{кор}} = Q \cdot p, \quad (2.57)$$

де  $Q$  - подача,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $p$  - тиск, Па.

Потужність, вживана вентилятором  $N$ , Вт що передається валу вентилятора від двигуна (здебільшого електричного) визначається за допомогою приладів (амперметра) з врахуванням втрат потужності в електродвигуні і передачі з послідовним перерахуванням сили струму в потужності по залежності:

$$N = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cos \varphi \cdot \eta_{\text{ед}}, \quad (2.58)$$

де  $U$  - лінійна напруга електромережі,  $U = 380 \text{ В}$ ;  $I$  - сила струму, А, береться по показанню амперметра;  $\cos \varphi$  - коефіцієнт потужності,  $\cos \varphi = 0,8$ ;  $\eta_{\text{ед}}$  - ККД електродвигуна.

**Коефіцієнт корисної дії** (ККД.) - відношення корисної потужності вентилятора до вживаної.

$$\eta = \frac{N_{\text{кор}}}{N}. \quad (2.59)$$

Графічне зображення залежності тиску, потужності і ККД. вентиляторів від подачі називається робочими характеристиками вентиляторів. Для різних типів вентиляторів робочі характеристики будуть відрізнятися між собою.

#### 2.2.2 Конструкції вентиляторів

**Відцентрові вентилятори** - це вентилятори, що складаються з лопатевого робочого колеса турбінного типу розташованого в спеціальному корпусі (рис. 2.29)

**Принцип роботи** відцентрового вентилятора полягає в наступному: повітря, проходячи через вентилятор, отримує енергію за рахунок відцентрової сили, створюваної робочим колесом (рис. 2.30). А відбувається це так - повітря, що заповнює простір обмежений робочим колесом, при обертанні його, під тиском, створюваним лопатями і під дією відцентрової сили рухається від центра колеса до зовнішнього його кола, тобто радіально, за що їх ще називають радіальними. В усмоктувальному (вхідному) патрубку завдяки цьому ство-

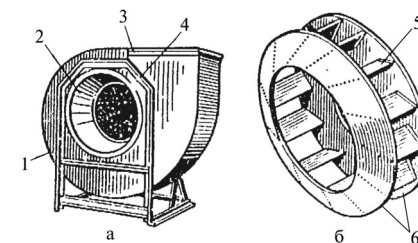


Рис. 2.29 Відцентровий вентилятор: а - загальний вигляд; б - робоче колесо; 1 - корпус (кожух); 2 - вхідний патрубок; 3 - вихідний патрубок; 4 - станина; 5 - робоча лопать; 6 - диски.

рюється вакуум і повітря, під дією атмосферного тиску, нескінченим потоком надходить в робоче колесо, замінюючи об'єм повітря, викинутого колесом в корпус (кожух).

В корпусі (кожусі) вентилятора, завдяки його спіральності, повітря після виходу з робочого колеса направляється в вихідний (нагнітальний) патрубок, де динамічна складова зменшується, а тиск збільшується.

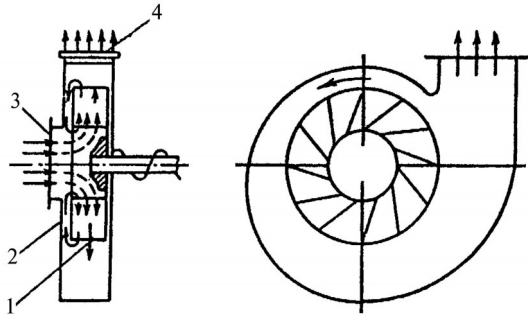


Рис. 2.30 Аеродинамічна схема відцентрового вентилятора: 1 - робоче колесо; 2 - корпус (кожух); 3 - вхідний патрубок; 4 - вихідний патрубок.

жуха. При недодержанні цих вимог вентилятор різко знижує продуктивність і практично не працює.

Робоче колесо складається з переднього диску, що має вигляд кільця і заднього суцільного диску в центрі якого улаштована ступиця для насаджування колеса на вал. Між переднім і заднім дисками розташовані лопаті. Робоче колесо виготовляється зварним. Спіральні кожухи зварюються із сталі.

Виготовлюються відцентрові вентилятори зі спіральним корпусом правого і лівого обертання (рис.2.31), тобто при правому обертанні робоче колесо обертається за годинниковою стрілкою, якщо дивитися зі сторони привода, а при лівому - проти неї. Конструкція їх дозволяє встановлювати нагнітальний патрубок в різне положення (рис. 2.31.).

Марка відцентрових вентиляторів вказує: тип вентилятора (В - звичайний відцентровий, ВП – відцентровий пиловий і т.д.); коефіцієнт тиску при максимальному значенні ККД; швидкісність. Наприклад, вентилятор В9 - 57.

Робочі характеристики відцентрових вентиляторів схематично зображені на рис. 2.32. Характеристика  $p-Q$  – характеристика тиску, показує, що при збільшенні подачі тиск, створюваний вентилятором, зменшується, а “сідловина” на початку характеристики обумовлена деякою зміною щільності повітря при невеликих подачах.

Особливістю відцентрових вентиляторів є те, що напрям обертання робочого колеса повинен строго відповідати напрямку вхідної кромки лопаті, тобто повітря повинне рухатись по випуклій стороні лопатей. Напрямок розширення спірального кожуха повинен також відповідати напрямку обертання робочого колеса (рис 2.30), тобто робоче колесо повинно обертатись по ходу розвороту (розширення)

### 3. ГІДРАВЛІЧНІ ТА ПНЕВМАТИЧНІ ПРИВОДИ

#### 3.1 Загальні відомості про гідропневмоприводи

Однією з основних умов збільшення продуктивності сільськогосподарських машин є поліпшення техніко-економічних показників приводів, підвищення їхньої надійності і довговічності.

**Приводом** називають агрегат для надання руху машинам і механізмам.

Привод складається з двигуна, передачі, механізмів керування і допоміжних пристроїв. У залежності від основного виду передачі розрізняють механічний, гідравлічний і пневматичний приводи. Передачею називають пристрій для перетворення енергії двигуна в рух робочого органа машини. Застосовуючи ту саму передачу, наприклад гідродинамічну, з різними двигунами (наприклад, двигуном внутрішнього згоряння чи електродвигуном), одержимо різні властивості привода. Тому характеристика привода в цілому складається з взаємодії характеристик двигуна і передачі. Це знаходить висвітлення й у назвах приводів: дизель-електричний, електрогідравлічний та ін.

Передачі, що перетворюють механічну енергію двигуна, розділяються на механічні, гідравлічні, електричні і пневматичні в залежності від виду тіла, що приймає участь у перетворенні енергії. Так, у механічних передачах, рух передається і перетворюється за допомогою взаємодії твердих тіл. У гідравлічних передачах (гідропередачах) робочим тілом, що передає енергію, є рідина, у пневматичних – повітря (газ).

Кожна передача має вхідну (ведучу) і вихідну (відому) ланки. У передачі обертального руху вхідною і вихідною ланкою будуть обертальні вали. У передачі поступального руху вхідною ланкою може бути вал, наприклад, насоса, а вихідною ланкою поршень у гідроциліндрі. Однак вхідною ланкою може бути і поступально переміщуємий поршень, наприклад поршень головного гальмового циліндра в безнасосній системі керування гальмами.

Гідропневмоприводи, розділяються на гідростатичні (об'ємної дії) і гідродинамічні. У першому тиск створюється насосом і передається на виконавчий орган (гідроциліндр чи гідромотор) через робочу рідину як через проміжне тіло.

В другому – робоча рідина обертається з допомогою обертання відцентрового колеса (ведуча ланка). Кінетична енергія рідини, яка обертається реалізується на турбіні (відома ланка). Ведуча і відома ланки розташовуються при цьому в спільному корпусі. Основною особливістю гідродинамічної передачі є відсутність жорсткого зв'язку між ведучою і відомою ланками.

Перевага гідростатичної передачі в порівнянні з гідродинамічною полягає в можливості реалізації великих передаточних чисел при одночасному перетворенні обертального руху в поступальний і навпаки. Другим важливим достоїнством гідростатичної передачі є легкість відділення ведучого органа від відомого. Завдяки цим властивостям гідростатичний привод цілком заміняє складну механічну трансмісію з усіма її вузлами і деталями.

сцями кінці двох фаз на електродвигуні.

2. Забруднилося робоче колесо різними матеріалами (папером, ганчірками і іншим) - необхідно очистити робоче колесо.

3. Під час пуску установки чути стуки, вібрацію - перевірити всі кріплення насоса чи вентилятора.

4. Спостерігається буксування паса при пасовому приводі - підтягти пас.

5. Забруднився повітропровід - необхідно його вичистити.

6. Витікання води чи повітря в місцях з'єднання трубопроводів та повітропроводів – підтягти гайки на гвинтах з'єднання фланців.

При експлуатації вентиляційних установок необхідно дотримуватись протипожежних правил, а саме біля вентилятора повинні бути засоби пожежегасіння. При ремонтних роботах необхідно дотримуватись правил безпеки праці.

### Запитання для самоконтролю

1. Що таке динамічні насоси, де вони використовуються в сільськогосподарському виробництві, як класифікуються? 2. Що таке насосний агрегат, насосна установка і насосна станція? Нарисуйте схему насосної установки з динамічним насосом. 3. Якими технічними показниками характеризуються насоси? 4. Розкажіть порядок підбору насосів. 5. Що таке відцентрові насоси, як вони улаштовані? Поясніть принцип їх роботи. 6. Як маркуються відцентрові насоси? 7. Що таке робочі характеристики відцентрових насосів і як вони зображаються? 8. Поясніть роботу відцентрового насоса з трубопроводом. Як знаходиться робоча точка системи "насос – трубопровід"? 9. Як регулюється подача рідини відцентрових насосів? 10. Поясніть сумісну (паралельну і послідовну) роботу насосів. 11. Що таке висота усмоктування і кавітація насосів? 12. Що таке вісьові насоси, як вони улаштовані, в чому полягає гідравлічний принцип їх роботи, як маркуються? Зобразіть робочі характеристики цих насосів. 13. Що таке вихрові насоси, як вони улаштовані, в чому полягає гідравлічний принцип їх роботи, як маркуються? Зобразіть робочі характеристики цих насосів. 14. Що таке струминні насоси? Зобразіть схему струминного насоса та поясніть принци його роботи? 15. Що таке повітряний водопідйомник? Зобразіть схему і поясніть гідравлічний принцип роботи. 16. Що таке вентилятори, для чого призначені, і як вони класифікуються? 17. Що таке відцентрові вентилятори, як вони улаштовані, в чому полягає принцип їх дії? 18. Що таке вісьові вентилятори, як вони улаштовані, в чому полягає принцип їх дії? 19. Якими технічними показниками характеризуються вентилятори? Поясніть їх зміст. 20. Що таке робочі характеристики вентиляторів? Зобразіть їх для відцентрових і вісьових вентиляторів. 21. Поясніть порядок підбору вентиляторів. 22. Які типи вентиляційних установок застосовуються в інженерній практиці? 23. Назвіть основні правила експлуатації насосів і вентиляторів.

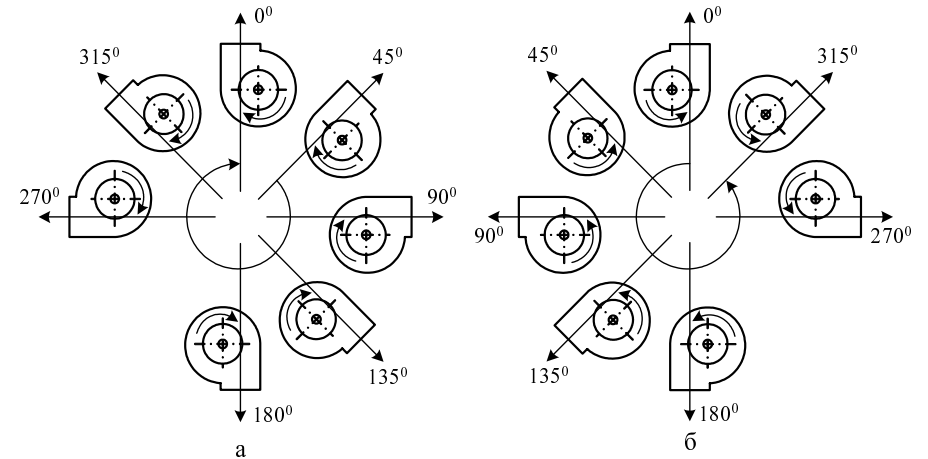


Рис. 2.31 Схема варіантів розташування вихідного патрубку корпуса (кожу-ха) відцентрових вентиляторів в залежності від виробничих потреб: а - правого обертання; б - лівого обертання.

Характеристика  $N-Q$  - потужнісна характеристика показує, що зі збільшенням подачі збільшується й вживана потужність, а це значить, що пуск відцентрового вентилятора слід здійснювати при закритій заслінці на нагнітальному повітропроводі. Характеристика  $\eta-Q$  - характеристика ККД показує, що від нульової подачі і до оптимальних її значень ККД підвищується, а потім знижується.

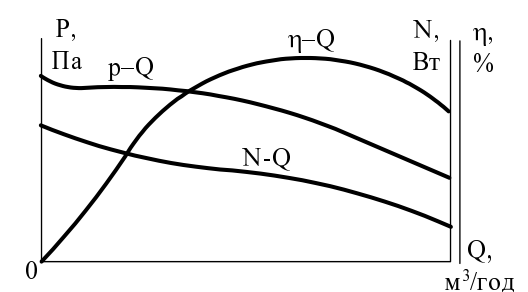


Рис. 2.32 Робочі характеристики відцентрових вентиляторів:  $p-Q$  - характеристика тиску;  $N-Q$  - характеристика потужності;  $\eta-Q$  - характеристика ККД.

**Вісьові вентилятори** - це вентилятори, що складаються з робочого колеса у вигляді втулки і прикріплених до неї лопатей, розташованого в циліндричному корпусі (рис. 2.33).

Зазор між кінцями лопатей і кожухом повинен бути мінімальним, тому що аеродинамічні якості вентилятора залежать не тільки від профілю лопаток, а й від розміру вищезазначеного зазору. Вісьові вентилятори виготовляються правого і лівого обертання (тобто робоче колесо обертається в лівому або правому напрямках, див. відцентрові вентилятори).

Часто робоче колесо вісьового вентилятора насаджується безпосередньо на вал електродвигуна. Лопаті робочого колеса бувають симетричними і несиметричними. Вентилятори з симетричними лопатями переміщують однакову кількість повітря при обертанні робочого колеса в любому напрямку, їх називають реверси-

вними. У вісьових вентиляторів з несиметричними лопатями робоче колесо обертається тільки в напрямку, при якому вони направлені тупим боком вперед.

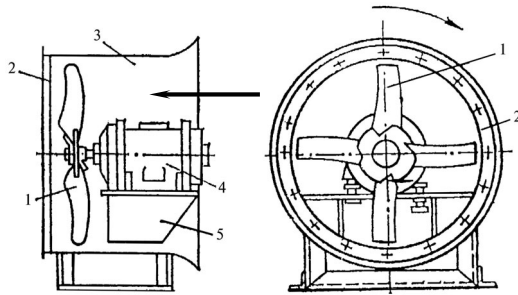


Рис. 2.33 Схема вісьового вентилятора: 1 - робоче колесо; 2 - фланці (для приєднання повітропроводу, або для закріплення вентилятора на опорі); 3 - циліндричний корпус (кожух, обичайка); 4 - електродвигун; 5 - опора.

Вісьові вентилятори забезпечують великі подачі повітря при порівняно малому тиску, що враховується при застосуванні їх і використовуються вони широко в опалювально - вентиляційних системах.

На рис. 2.34, схематично показані робочі характеристики вісьових вентиляторів.

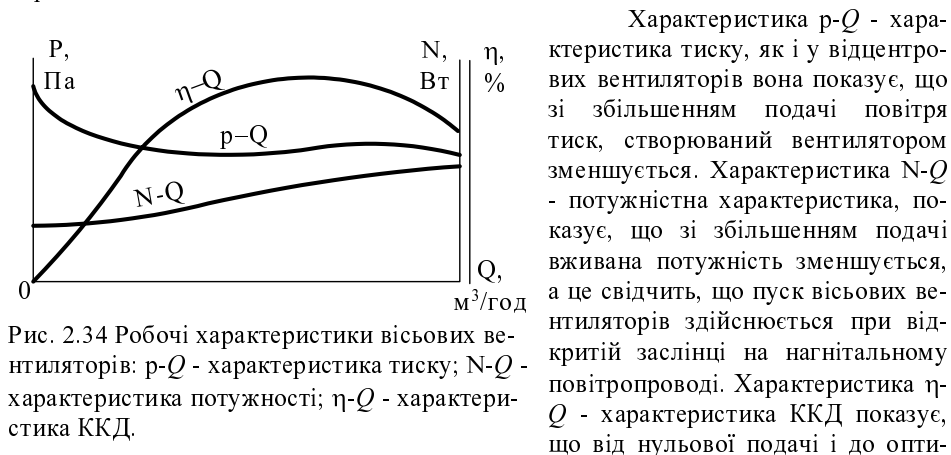


Рис. 2.34 Робочі характеристики вісьових вентиляторів:  $p-Q$  - характеристика тиску;  $N-Q$  - характеристика потужності;  $\eta-Q$  - характеристика ККД.

Характеристика  $p-Q$  - характеристика тиску, як і у відцентрових вентиляторів вона показує, що зі збільшенням подачі повітря тиск, створюваний вентилятором зменшується. Характеристика  $N-Q$  - потужнісна характеристика, показує, що зі збільшенням подачі вживана потужність зменшується, а це свідчить, що пуск вісьових вентиляторів здійснюється при відкритій заслінці на нагнітальному повітропроводі. Характеристика  $\eta-Q$  - характеристика ККД показує, що від нульової подачі і до оптимальних її значень ККД підвищується, а потім знижується.

Установки цих вентиляторів в більшості випадків не обладнуються повітропроводами.

**Дахові вентилятори** - призначаються для застосування поза приміщеннями, на їх покрівлях. Ці вентилятори є агрегатами з вісьовими і відцентровими робочими колесами, обертання яких відбувається в горизонтальній площині на вертикальному валу.

**Стельові вентилятори** застосовуються для прискорення рухливості повітря в приміщеннях. Вони складаються з електродвигуна на корпус якого насаджені вісьові лопаті. Розмір лопатей цих вентиляторів складає 900, 1200, 1500 і 1800 мм. Вони оснащуються регуляторами швидкості обертів.

**Підбір вентиляторів.** Вихідними показниками для підбору вентиляторів є отримані, в результаті розрахунків, значення необхідних витрат повітря  $Q$  і тиску  $p$ . При виборі вентиляторів необхідно керуватися тим, щоб його використання здійснювалось при найбільших значеннях ККД. При порівняно малому тиску, що вимагається від вентилятора, необхідно застосувати вісьові вентилятори. Таким чином, по необхідних подачі  $Q$  і тиску  $P$  підбирається вентилятор з числа вентиляторів, що випускаються промисловістю [15, 46].

## 2.3 Експлуатація насосних і вентиляційних установок

Головним завданням експлуатації насосних і вентиляційних установок є забезпечення надійної і тривалої їхньої роботи.

Правильна експлуатація насосних і вентиляційних установок складається з щоденного нагляду за технічним станом їх, своєчасного ремонту, виконання правил техніки безпеки і протипожежної профілактики. Все це мусить забезпечуватися при найменших матеріальних витратах.

Для забезпечення експлуатації насосних і вентиляційних установок призначаються відповідні особи, або служба експлуатації.

Здійснюється експлуатація насосних і вентиляційних установок за інструкціями під керівництвом спеціалістів з питань механізації і електрифікації сільськогосподарства за допомогою експлуатаційного персоналу: слюсарів - ремонтників та слюсарів - електриків. Інструкції з експлуатації насосних та вентиляційних установок в першу чергу повинні враховувати заводські інструкції що надаються з насосами і вентиляторами, а також місцеві умови роботи установок.

Планово - попереджувальний ремонт (ППР), або як його ще називають поточний, здійснює служба експлуатації. Капітальний ремонт може здійснюватись як вищеназваними особами так і спеціалізованими організаціями.

На кожную насосну чи вентиляційну установку має бути складений технічний паспорт.

Повітропроводи, повітря по яких тимчасового чи постійно не подається необхідно відключати від вентиляційної мережі.

Головним показником при експлуатації насосних та вентиляційних установок є економне витрачання електроенергії.

З метою зменшення матеріальних витрат на експлуатацію насосних та вентиляційних установок слід впроваджувати автоматизоване управління їхньої роботи.

Простішими неполадками в роботі насосних та вентиляційних установках та методи їх усунення бувають такі:

1. Змінився напрямок обертання робочого колеса – необхідно поміняти мі-

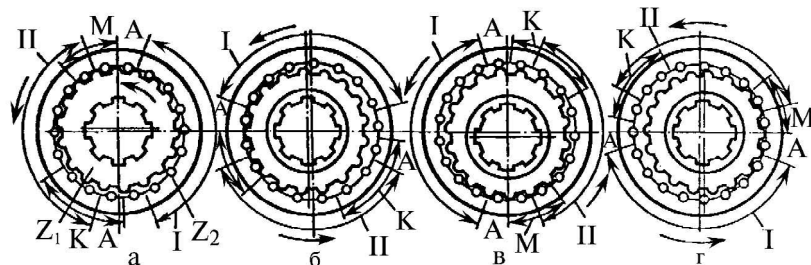


Рис. 3.29 Схема руху ротора і гідравлічного поля планетарної ГМ

Зубчасті ротор 2 і направляюча 1 утворюють основний характерний вузол планетарних ГМ - силове з'єднання. В основу конструкції силового з'єднання планетарних ГМ закладений принцип роботи пари з внутрішнім зачепленням, при цьому число зубів  $Z_2$  шестірні, що охоплює, на 1 зуб більше числа зубів  $Z_1$  охоплюваної шестірні (тобто  $Z_2 = Z_1 + 1$ ). У такій зубчастій парі дотримуються одночасно умови обкатування і безупинного контакту зубців, що забезпечує відділення зони нагнітання від зони зливу.

Так як, гідравлічне поле рухається паралельно направляючій (а направляюча виконана у вигляді кільця), то воно обертається. При цьому ротор 2 обкатується по направляючій 1 з тією же швидкістю, що і гідравлічне поле, повільно повертаючись в протилежну сторону, тобто гідравлічне поле виконує роль кривошипа планетарного редуктора.

На (рис. 3.29,а) представлені чотири положення ротора планетарної гідромашини. На рис. 3.29, а відображений момент, коли з правої сторони площини симетрії А-А знаходиться зона тиску рідини І, а з другої - зона зливу рідини ІІ. На (рис. 3.29, б) відображений момент, коли зони повернені на  $90^\circ$ , на (рис. 3.29, в) - на  $180^\circ$ , на (рис. 3.29, г) - на  $270^\circ$ . Таким чином, коли гідравлічне поле зробить повний оборот проти годинної стрілки, ротор повернеться в протилежну сторону усього на один зуб, чи на кут  $\varphi = \frac{360^\circ}{Z_1}$ .

У зачепленні з круговим профілем зубів, розробленим стосовно до гідромашин, зачеплення відбувається в двох зонах - К і М, розташованих по одну сторону площини А-А, що проходить через полюс зачеплення і центри направляючої і ротора. Наявність двох зон контакту забезпечує при роботі постійну герметичність між зонами тиску і зливу.

Поворот гідравлічного поля здійснюється розподільними пристроями, що забезпечують зміну положення гідравлічного поля синхронно обкатуванню по замкнутій направляючій ротора.

тання й усмоктування. Подача цього насоса рівномірніша, чим у насоса простої дії.

За один оборот вала кривошипа об'єм, що витісняється поршнем, дорівнює:

$$q_T = SF + S(F - f) = (2F - f)S,$$

де  $f$  - площа штока поршня,  $\text{м}^2$ .

Середня подача насоса визначається залежністю

$$Q = \eta_0 \frac{(2F - f)Sn}{60}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.26)$$

Насос потрібної дії являє собою строєний насос простої дії. Звідси середня подача виразиться:

$$Q = 3\eta_0 \frac{FSn}{60}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.27)$$

Якщо знехатити площею штока при визначенні подачі насоса, то його секундна подача може бути визначена з загальної формули

$$Q = \eta_0 i \frac{FSn}{60}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (3.28)$$

де  $i$  - число дій насоса (для насоса одинарної дії  $i=1$ , подвійного  $i=2$ , потрійного  $i=3$  і т.д.).

До достоїнств поршневих насосів відносяться: досить високий ККД; незалежність напору від подачі; здатність перекачування рідин з різною в'язкістю; гарна усмоктувальна здатність.

Їм присущі і серйозні недоліки: нерівномірна подача і різкі коливання тиску, тихохідність, висока відносна вартість і металоємність.

Характерна риса роботи поршневих насосів полягає в тому, що тиск, що розвивається, не залежить від подачі і визначається характеристикою трубопроводу.

Характеристика впливу тиску в насосі на його подачу приведена на рис. 3.7. Як бачимо, теоретична подача не залежить від тиску. Дійсна ж подача зі збільшенням тиску трохи падає через збільшення об'ємних втрат у насосі. Фактичний тиск, що розвивається насосом, визначається точками А чи В перетинання характеристик трубопроводу і залежністю  $P_H - Q$ . При досягненні максимального тиску в насосі (точка М) відбувається відкриття запобіжного клапана. З викладеного ясно, що запуск поршневих насосів потрібно здійснювати при відкритій засувці на нагнітальній лінії

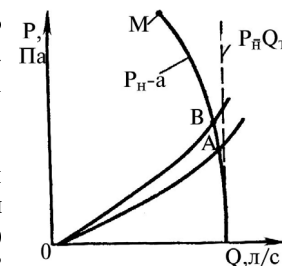


Рис. 3.7 Вплив тиску на подачу поршневого насоса.

Регулювання подачі поршневого насоса здійснюють шляхом зміни  $\eta_0$  за допомогою регульованого перепускного клапана, через який частина рідини з на-

гнітального трубопроводу чи робочої камери направляється знову в усмоктувальну трубу.

**Гідроциліндри** - це об'ємний гідродвигун зі зворотно-поступальним рухом вихідної ланки. У різних галузях техніки використовуються найрізноманітніші як по конструкції, так і по функціональному призначенню типи гідроциліндрів. Конструктивні схеми гідроциліндрів представлені на рис. 3.8, а технічні характеристики деяких типів гідроциліндрів в додатку 7.

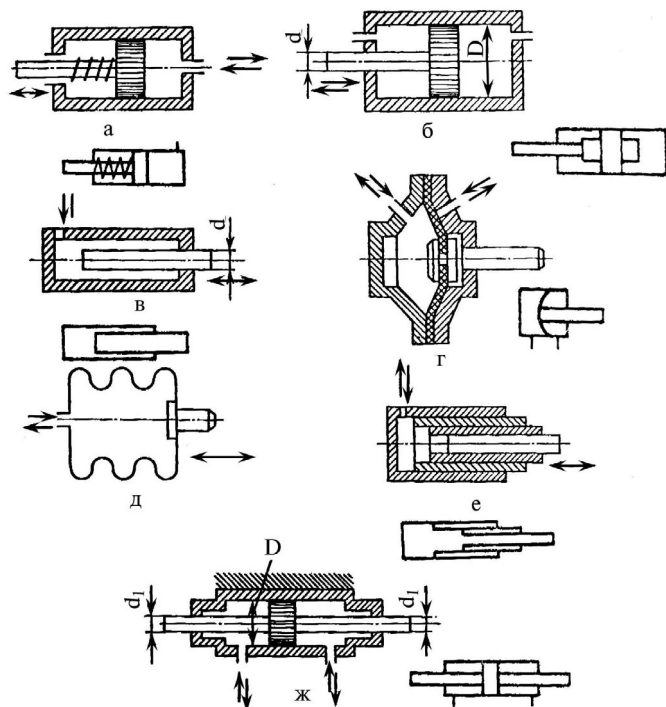


Рис. 3.8 Конструктивні схеми гідроциліндрів: а - поршковий односторонньої дії; б - поршковий двосторонньої дії; в - плунжерний; г - мембранний; д - сильфонний; е - телескопічний; ж - зі штоком, розташованим по обидві сторони поршня.

Гідроциліндр, у якому рух вихідної ланки під дією робочої рідини можливо забезпечити тільки в одному напрямку, називається **гідроциліндром односторонньої дії** (рис. 3.8, а). Рух вихідної ланки при цьому в протилежному напрямку може відбуватися під дією пружини, сили ваги чи іншим способом. Якщо ж рух вихідної ланки можливо в двох протилежних напрямках, то такий гідроциліндр називається **гідроциліндром двосторонньої дії** (рис. 3.8, б).

У залежності від конструкції робочої ланки гідроциліндри бувають: порш-

Заводи-виготовлювачі гарантують для «круглих» насосів безвідмовну роботу до першого капітального ремонту протягом 6 000 мото-годин роботи трактора за умови дотримання правил експлуатації, збереження і технічного обслуговування. Варто розрізняти шестеренні машини МНШ (мотор-насос шестеренний) і НМШ (насос малого тиску шестеренний). Конструкція гідромоторів типу МНШ відрізняється від уніфікованих з ними насосів тільки лише тим, що в їхньому денці виконаний конічний різьбовий отвір, для приєднання дренажної гідролінії, що передбачається для уникнення випадків вибивання манжети ущільнення вала.

**Планетарні гідромашини** знайшли широке застосування як гідромотори для приводу активних робочих органів комбайнів і інших сільськогосподарських машин.

Планетарні гідромотори характерні тим, що їхній ротор у процесі роботи робить складний плоскопаралельний (планетарний) рух.

Ряд цікавих конструкцій таких гідромашин розробив Ф. Н. Ерасов. Найбільш добре ці гідромашини виявили себе в режимі гідромотора. Зі збільшенням числа зубів статора і ротора з'явилася можливість створення тихохідних високо-моментних гідромоторів (при високій рівномірності обертання вала), що знайшли широке застосування як загалом, так і в сільськогосподарському машинобудуванні. Схема роботи такого гідромотора показана на рис. 3.28.

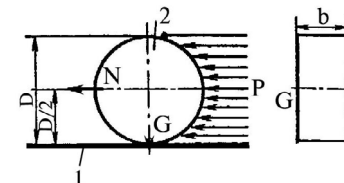


Рис. 3.28 Принципова схема гідромотора з рухливою віссю

На направляючі 1 установлений ротор 2 (діаметром  $D$  і шириною  $b$ ), на який з однієї сторони рівномірно діє сила тиску рідини  $P$  гідравлічного поля, під дією якої ротор 2 котиться по направляючій 1 навколо миттєвого центру  $G$ . Для такої гідромашини ефективна робоча площа  $F = Db$ , тоді від тиску рідини з'являється результуюча сила  $N = pF$ . Сила  $N$  створює на валу гідромотора крутячий момент

$$M_{кр} = N \frac{1}{2} D = P \frac{1}{2} D^2 b \quad (3.60)$$

З аналізу отриманої залежності випливає, що зі збільшенням діаметра крутячий момент, що розвивається ротором 2 зростає пропорційно квадрату радіуса ротора  $\left(\frac{1}{2} D^2\right)$ , а зі збільшенням його ширини і тиску робочої рідини момент зростає тільки прямо пропорційно.

Розглянута схема гідромотора непридатна для практичного застосування в такому виді, як вона показана на рис. 3.28. Для безупинного перетворення енергії потоку робочої рідини в механічну, направляюча 1 повинна бути нескінченною і тому її виконують у вигляді кільця, а для усунення прослизання на сполучених поверхнях ротора 2, і направляючої 1 нарізають зубці.



В індексації марки шестеренної гідромашини вказують тип гідромашини: НШ- насос шестеренний, ГМШ - гідромотор шестеренний, МНШ – мотор-насос шестеренний (оборотний НШ); напрямок обертання: Л - ліве, Р - реверсивний, відсутність букви означає праве обертання; подачу за один оборот вала  $q_m$  (см<sup>3</sup>/об ) і групу виконання.

Наприклад: ГМШ – 10 - гідромотор шестеренний,  $q_m = 10$  см<sup>3</sup>/об, перша група виконання (у маркіровці цифру 1 не ставлять), правого обертання.

Гідромотор можна експлуатувати в режимі насоса, але об'ємний ККД при цьому буде на 10 % нижче, ніж у НШ такої ж марки. У паспорті об'ємного насоса чи гідромотора звичайно вказують номінальне (ном), максимальне (max) і мінімальне (min) значення параметрів. Об'ємна гідромашини може використовуватися тривалий час при робочих параметрах:  $p_{роб}^{max} \leq p_{ном}$ ,  $n_{роб} = n_{min} \dots n_{max}$  у цьому випадку запобіжний клапан у системі регулюється на тиск  $p_{пр.кл.} = 1,25 p_{роб}^{max}$ .

Будь який «круглий» насос можна використовувати як гідромотор без переробок. При цьому необхідно подачу робити в нагнітальний патрубок насоса під тиском  $p_{нагл} \leq 0,8 p_n^{ном}$ , частота обертання вала в режимі гідромотора  $n_m \leq 0,8 n_n^{ном}$ . Крім того, виготовляють «круглі» шестеренні гідромотори ГМШ 32-3, ГМШ 50 - 3 і ГМШ 100-3, призначені для гідроприводів активних робочих органів сільськогосподарських машин. Конструкція цих гідромоторів аналогічна конструкції «круглих» насосів НШ 32, НШ 50, НШ 100 (рис. 3.27.)

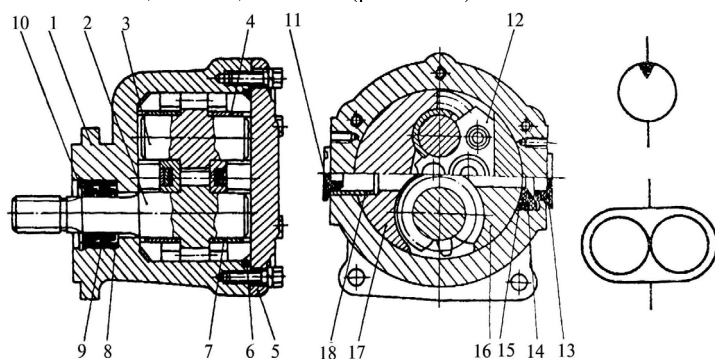


Рис. 3.27 Улаштування і умовне означення "круглих" гідромоторів ГМШ 32-3, ГМШ 50-3 і ГМШ 100-3: 1 - корпус; 2 - ведуча шестірня; 3 - ведена шестірня; 4 і 7 - антифрикційні вкладиші; 5 - кришка; 6 - ущільнювальне кільце; 8 - ущільнювальні манжети ведучого вала; 9 - опорне кільце ущільнювальної манжети; 10 - пружинне кільце; 11 і 13 - пробки (транспортувальні); 12 - платики-замикателі; 14 - радіальна манжета з боку порожнини високого тиску; 15-опорна пластина; 16-підтискна обойма; 17 - підшипникова обойма; 18 - втулка (центруюча) із сторони усмоктувальної порожнини.

неві (рис. 3.9, а, б), плунжерні (рис. 3.8, в), мембранні (рис. 3.8, г), сильфонні (рис. 3.8, д). Під робочою ланкою гідродвигуна взагалі і гідроциліндра зокрема розуміється деталь чи група деталей, що беруть участь в утворенні робочої камери і, що приводять у рух вихідну ланку.

Приведені конструктивні схеми гідроциліндрів дозволяють забезпечити повний хід вихідної ланки рівним ходу робочої ланки і тому їх прийнято називати одноступінчастими гідроциліндрами. А гідроциліндри, у яких повний хід вихідної ланки дорівнює сумі ходів усіх робочих ланок, називаються телескопічними (рис. 3.8, е).

У залежності від числа поршнів чи плунжерів телескопічні гідроциліндри можуть бути двоступінчастими, триступінчастими і т.д. При цьому ступінь з найменшим діаметром поршня чи плунжера називається першою ступінню, наступна-другою ступінню і т.д.

Розрізняють гідроциліндри з одностороннім і двостороннім штоком, розуміючи під першим поршневий гідроциліндр зі штоком з однієї сторони і під другим гидроцилиндр зі штоком, розташованим по обидві сторони поршня (рис. 3.8, ж). Нерідко доцільно з'єднувати з рухомою частиною машини не шток, а корпус циліндра. Рідину в циліндр у цьому випадку підводять через гнучкі трубопроводи (шланги) або через канали у штоку.

При експлуатації гідроциліндрів, особливо з великими інерційними навантаженнями на вихідній ланці, з метою запобігання виникнення ударних навантажень використовують гидроцилиндры з гальмуванням, у конструкції яких передбачаються пристрої, що демпфують, цим самим забезпечують плавне сповільнення руху поршня.

Найбільш розповсюджені конструктивні схеми таких демпферів показані на рис. 3.9. У конструкції (рис. 3.9, а) демпфірування досягається за рахунок видавлювання рідини стовщенням штока через кільцевий зазор, що утвориться між цим стовщенням і циліндричним розточенням, виконаним в кришці гідроциліндра. На рис. 3.9 б показана конструкція, у якій демпфірування досягається послідовним вимиканням випускних отворів, що з'єднують порожнину гідроциліндра з лінією зливу. Активною гальмовою поверхнею в цьому випадку служить уся площа поршня (чи площа поршня за винятком площі штока).

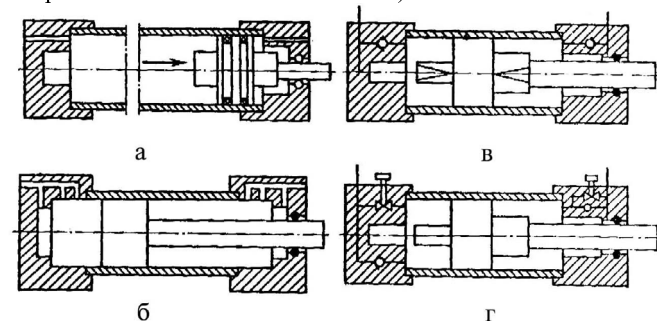


Рис. 3.9 Конструктивні схеми демпфіруючих пристроїв гідроциліндрів.

У конструкції, показаній на рис. 3.9 в, демпфірування здійснюється включенням наприкінці ходу подовжньої дроселюючої щілини, а в конструкції на 3.9, г – вимиканням дросельного клапана.

У гідросистемах тракторів і сільськогосподарських машин застосовують гідроциліндри як поршневі, так і плунжерні. Плунжерні гідроциліндри, у свою чергу, підрозділяються на одноступінчаті і багатоступінчасті (телескопічні). У начіпних системах тракторів, а також у машинах, у яких у процесі роботи необхідно регулювати хід штока, використовують в основному уніфіковані поршневі гідроциліндри типу Ц с робочим тиском 10, 16 і 20 МПа.

У гідросистемах сільськогосподарських машин застосовуються в основному нормалізовані поршневі гідроциліндри, розраховані для роботи на мінеральних маслах у діапазоні температури робочої рідини від  $-10$  до  $+70^{\circ}\text{C}$ . Максимальний тиск для цих гідроциліндрів 16 МПа, швидкість поршня - до 0,5 м/с.[16]

Плунжерні гідроциліндри застосовуються для здійснення зворотно-поступального руху робочих органів, коли зворотній хід цих органів відбувається за рахунок власної маси, чи за рахунок дії пружинних і інших пристроїв. Зокрема, плунжерні гідроциліндри застосовуються для підйому жнивarki зернозбирального комбайна, в автотранспортувачах, в автомобілях-самоскидах і ін. Вони працюють на мінеральних маслах при найбільшому робочому тиску до 10 МПа зі швидкістю переміщення плунжера до 0,3 м/с.

Телескопічні гідроциліндри застосовують у сільськогосподарських машинах, де потрібно значний хід штока при мінімальних розмірах корпусу гідроциліндра; зворотний хід у них здійснюється за рахунок маси робочих органів (наприклад, кузова самосвальних візків, автомобілів). Телескопічні гідроциліндри розраховані для роботи при номінальному тиску в гідросистемі до 10 МПа.

У сільськогосподарських машинах гідродвигуни поступального руху (гідроциліндри) використовують в основному або для переміщення і фіксації відносно один одного різних вузлів, або для приведення робочих органів машини в періодичний зворотно-поступальний рух. На сільськогосподарських машинах крім гідроциліндрів знаходять застосування і гідродвигуни зворотно-поступального руху (ДЗП), що застосовуються для приводу в дію ріжучих апаратів косарок, жниварок, пристосувань для підрізування виноградної лози й інших механізмів.

Прийнято вважати, що з підвищенням тиску і відповідно зі зменшенням розмірів гідроциліндрів поліпшуються їх економічні показники. Однак з підвищенням тиску збільшується товщина стінок циліндра і трубопроводів, зростає необхідність підвищення точності виготовлення, ускладнюється конструкція ущільнювальних пристроїв для рухливих і нерухомих з'єднань, виникає необхідність у застосуванні більш дорогих насосів і апаратури. Тому з підвищенням тиску з'являється ряд суперечливих вимог, що впливають на економічну ефективність.

Загальні витрати з підвищенням тиску знижуються лише до деякої межі, а потім починають зростати.

Можна констатувати, що оптимальний робочий тиск - це тиск 25...30 МПа,

розташовані усмоктувальні і нагнітальні отвори. Отже, ці насоси самостійно не застосовують. Випускаються насоси НМШ-25-Р, НМШ-25, НМШ-50, НМШ-80-1, НМШ-125 і насос гідросистеми коробки передач трактора К-701.

**Шестеренні гідромотори** уніфіковані із шестеренними насосами, однак мають деякі особливості: високий перепад тиску, необхідний для зрошування з місця, нестійка робота на малих оборотах і значна пульсація крутячого моменту. Повний і об'ємний ККД шестеренних гідромоторів лише у вузькому діапазоні чисел оборотів і навантажень досягають значень відповідно 0,8 і 0,9. Тому їх застосовують головним чином на малопотужних і швидкохідних приводах. Запускати їх необхідно без навантаження. Величина пускового моменту досягає 0,3...0,4 від номінального[10]. Для поліпшення пускових характеристик шестеренних гідромоторів використовують різні конструктивні удосконалення. Один з варіантів такого рішення приведений на рис. 3.26.

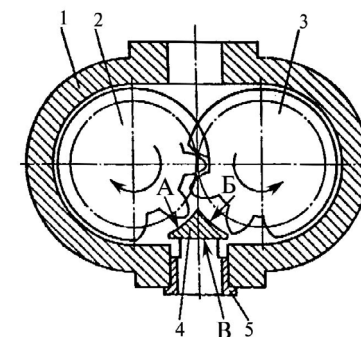


Рис. 3.26. Схема шестеренного гідромотора з пристроєм для покращення пуску: 1 – корпус; 2 і 3 – шестірни зовнішнього зачеплення; 4 - пристрій для покращення пуску; 5 – втулка.

Шестеренний гідромотор містить корпус 1, шестірни зовнішнього зачеплення 2 і 3, опори ковзання і пристрій для поліпшення пуску гідромотора 4. Пристрій виконаний у вигляді ущільнювального елемента, що має поверхні А і Б, які охоплюють частину зубців шестірень 2 і 3, в місці виходу їх із зачеплення по колу виступів на всій їхній довжині, а також поверхню В, що є продовженням дотичних до ділильних кіл шестірень 2 і 3.

У момент пуску гідромотора (при наявності пристрою 4) площа впливу тиску робочої рідини на шестірни 2 і 3 зменшується на величину охоплення їхніх зубців поверхнями А і Б ущільнювального елемента. При цьому тиск робочої рідини перерозподіляється і діє на шестірни 2 і 3 і на поверхню В.

Завдяки цьому, по-перше, досягається часткове розвантаження опор ковзання від радіальних зусиль, що викликають тертя в них у момент пуску до подачі змащення в опори ковзання, по-друге, зменшується зусилля притиску шестірень 2 і 3 до поверхонь розточення корпусу і, по-третє, збільшується пусковий момент за рахунок ослаблення протидіючого йому крутящому моменту, від зусиль впливу робочої рідини на зуби шестірень у зоні їхнього зачеплення.

Крім того, у момент пуску гідромотора потік робочої рідини, що проходить через втулку 5, направляється поверхнею В безпосередньо по дотичним до ділильних кіл шестірень 2 і 3, що дозволяє ефективно використовувати динамічний вплив потоку робочої рідини на зуби шестірень. Усе це дозволяє збільшити пусковий момент у 1,3...1,5 рази.

тами 16, піджимає їх до торців шестірень, а рідина, що надходить через осьовий отвір (п), створює в камерах корпуса і кришки, обмежених манжетами 15, осьове зусилля, що врівноважує підтискну обойму 10, на яку діє тиск, переданий з камер платиків 5 через манжету 17.

Рідина, що надходить у нагнітальну магістраль давить на ущільнювальну манжету 9, опорну пластину 8 і тим самим здійснює радіальний піджим піджимної обойми 10, яка по мірі зносу опорних поверхонь компенсує радіальний зазор між своєю ущільнюючою поверхнею, і зубцями шестірень.

У міжзубчатому просторі з боку нагнітання створюються замкнені об'єми рідини, що знаходяться під тиском, що перевершує допустимий.

Для розвантаження насоса в платиках 5 виконані косі отвори (д) з розточенням, по яких рідина з замкненого об'єму відводиться в зону високого тиску.

Усі витоки робочої рідини в насосі ідуть через зазор між підшипниковою 6 і підтискною 10 обоймами, а потім по пазу (л) підшипникової обойми 6 надходять на усмоктування.

Завдяки принципово новим конструкторським рішенням насоси НШ-К відрізняються від насосів типу НШ: по-перше, насос має автоматичну компенсацію радіальних і торцевих зазорів, завдяки чому ресурс збільшений; по-друге, конструкція насоса допускає можливість секціонування, а отже, розширену область його використання; і велику надійність.

Двухсекційні насоси випускаються двох типів: НШ-32-10-2 з об'ємом секцій. 32 і 10 см<sup>3</sup> і НШ-10-10-2 з об'ємом секцій 10 см<sup>3</sup>. Вони призначені для одночасного нагнітання робочої рідини двома самостійними потоками для двох різних споживачів.

Кожен двухсекційний насос складається з двох самостійних насосів, що розміщені в сполучених корпусах і приводяться в дію від одного вала. але мають самостійні усмоктувальні і нагнітальні трубопроводи.

Переваги цих насосів полягають у скороченні однорідного привода, зниження питомої металоемності, більш зручному технічному обслуговуванні й ін. Недоліки конструкції складаються в зайвих енергетичних витратах і в зносі з'єднань однієї із секцій насоса при відсутності необхідності в споживанні рідини одним зі споживачів. При відмовленні однієї секції насоса необхідно ремонтувати обидві секції.

Насоси типу НМШ призначені для створення і підтримки циркуляції робочої рідини в гідравлічних системах трансмісій тракторів і складних сільськогосподарських машин для переключення передач, включення і вимикання вала відбору потужності. Насоси цього типу постійно включені в роботу.

Марка насоса позначає: Н-насос, М-малого тиску, Ш - шестеренний. Цифри вказують робочий об'єм насоса в см<sup>3</sup>.

Насоси цього типу умовно поділяють по робочому тиску на наступні групи: низького до 2,5 МПа; середнього від 2,5 до 8 МПа і високого від 8 до 25 МПа.

Особливість конструкції насосів НМШ у тім, що вони мають привалочну площину, через яку виведений хвостовик ведучого вала насоса. У цій площині

при якому одержується найбільший економічний ефект. У сільськогосподарському машинобудуванні освоєне виробництво гідроциліндрів на робочий тиск 16...20 МПа. Тому питання підвищення робочого тиску в гідроприводах тракторного і сільськогосподарського машинобудування залишається відкритим.

Основні параметри поршневих гідроциліндрів - це рушійне зусилля на штоку Р і швидкість поршня V.

Рушійне зусилля Р на штоку спрощено без урахування сил тертя, протитиску в не робочій порожнині і сил інерції визначається по формулі  $P = pF$ .

При цьому для поршневого гідроциліндра двосторонньої дії (рис. 3.8, б) при подачі рідини в поршневу порожнину площа F розраховується по формулі  $F = \pi D^2 / 4$ , при подачі в штокову порожнину і для гідроциліндра з двостороннім штоком (рис. 3.8, ж) (за умови рівності діаметрів правого і лівого штоків):  $F = \pi(D^2 - d_1^2) / 4$ , де D і d=d<sub>1</sub>=d<sub>2</sub>-діаметри відповідно поршня і штока, м.

Для плунжерного гідроциліндра (рис. 3.9, в) робоча площа  $F_{um} = \pi d^2 / 4$  - це площа перетину штока.

Розрахункову швидкість поршня (без урахування витоків рідини) визначимо по формулі  $V = Q / F$ .

З приведеної формули випливає, що при однаковій подачі рідини в обидві порожнини гідроциліндра з однобічним штоком швидкість штока при надходженні рідини в штокову порожнину буде більше швидкості при подачі в поршневу порожнину у відношенні  $D^2 / D^2 - d^2$ .

Отже, при використанні поршневих гідроциліндрів двосторонньої дії представляється можливим вибором розмірів D і d мати великі зусилля при ході штока в одному напрямку (при подачі рідини в поршневу порожнину циліндра) і великі швидкості при зворотному ході (при подачі рідини в штокову порожнину). Швидкість поршня цього гідроциліндра при подачі рідини в поршневу ( $V_{II}$ ) і штокову ( $V_{um}$ ) порожнини визначається так:

$$V_{II} = \frac{4Q}{\pi d^2}; V_{um} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (3.30)$$

Таким чином, при відповідному підборі діаметрів штока і поршня можна одержувати різні рушійні зусилля і швидкості поршня. Наприклад, при  $d = D / \sqrt{2}$  швидкість поршня при русі в праву сторону буде в два рази більше, а рушійне зусилля в два рази менше.

У випадку, коли різниця швидкостей і рушійних зусиль не бажані, гідроциліндри включають за допомогою золотника за диференціальною схемою, при якій штокова порожнина з'єднана з живильною лінією.

На практиці, у процесі експлуатації в результаті тертя рухливих з'єднань у гідроциліндрі виникають сили тертя ( $R_{TP}$ ) і сили інерції ( $R_{ин}$ ) частин, що рухаються, при перехідних режимах, викликаних прискоренням і уповільненням.

Крім того, у ряді випадків при розрахунках рушійного зусилля не можна зневажати протидіючої силою ( $K$ ), викликаній тиском у зливальній магістралі.

З урахуванням цього, ефективна рушійна сила на штоку гідроциліндра визначиться по формулі:

$$P_{\phi} = P - (R_{TP} + R_{ин} + K) \quad (3.31)$$

Сила тертя ( $R_{TP}$ ) у загальному виді визначається по формулі

$$R_{TP} = \mu(R_n + G), \quad (3.32)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт тертя;  $G$  - вага рухливих частин циліндра і механізму навішення, кг;  $R_n$  - нормальна сила поршня на корпус циліндра і штока на опорну поверхню передньої кришки, Н.

Сила інерції частин, що рухаються:

$$R_{ин} = -ma, \quad (3.33)$$

де  $m$  - маса частин, що рухаються, (включаючи рідину), кг;  $a$  - прискорення частин, що рухаються, (включаючи рідину),  $m^2/c$ .

Цей вид навантаження особливо важливе значення має для гідроциліндрів навантажувачів і екскаваторів, де число реверсів у хвилину досягає 10, а маса рухливих частин - декількох тонн.

При рівномірному русі сила інерції  $R_{ин} = 0$ , відповідно з чим

$$P_{\phi} = P - (R_{TP} + K). \quad (3.34)$$

У плунжерному гідроциліндрі об'єм рідини, що витісняється, дорівнює нулю і тому при рівномірному русі  $P_{\phi} = P - R_{TP}$ .

Найважливіша функціональна характеристика гідроциліндра - це його загальний ККД

$$\eta_{обц} = \eta_{мех} \eta_o \quad (3.35)$$

Механічний ККД ( $\eta_{мех}$ ) силового гідроциліндра в залежності від різних факторів коливається від 0,97 до 0,81 в кожному конкретному випадку визначається силою тертя. Сила тертя залежить головним чином від конструкції циліндра, відхилень форми і взаємного положення поверхонь як самого гідроциліндра, так і деталей механізму навіски, у яку він вставляється. Крім того, сила тертя також залежить від якості поверхні матеріалів, що сполучаються, і ущільнень поршня і штока. Причому сила тертя нерідко досягає великих значень. Наприклад, для гідроциліндра механізму ковша екскаватора сила тертя досягає 1900 Н. [10]

У загальному випадку  $\eta_{мех} = P_{\phi} / P$ , де  $P_{\phi}$  і  $P$  - відповідно фактичне і розрахункове рушійне зусилля. На практиці розрахунок вираховується за результатами даних, отриманих при стендових іспитах.

У циліндрах, поршні яких ущільнені гумовими чи шкіряними манжетами, або гумовими кільцями, виток рідини практично відсутній, тому об'ємний ККД ( $\eta_o$ ) близький до 1.

розташованих на дні корпуса і в кришці, з метою осьового піджима платиків 5 до торців шестірень. По довжині середньої частини підтискної обойми 10 виконаний отвір (р) для нагнітання робочої рідини, розмір якого менше, ніж впускного. З зовнішньої сторони на підтискній обоймі 10 уздовж утворюючих розташовані два трикутних вузьких пази 3, призначених для відводу робочої рідини у випадку руйнування манжети радіального ущільнення 9.

Зовнішній діаметр підтискної обойми 10 виконаний на 0,2...0,3 мм менше діаметра колодязя під качаючийся вузол у корпусі 1 насоса для здійснення компенсації радіальних зазорів між поверхнею обойми, що ущільнює, і зубцями шестірень за рахунок радіального піджима тиском робочої рідини.

Ущільнення торців шестірень насоса здійснюється двома платиками 5, що піджимаються зусиллям рідини, що знаходиться в камерах тиску, обмежених манжетами 15 осьового піджима. Осьове зусилля, створюване робочою рідиною в камерах корпуса і кришки, обмежених манжетами 15, врівноважується осьовими зусиллями, створюваними тиском рідини камер платиків 5, обмежених манжетами 17.

Пластики 5 являють собою пластинки однакового розміру з круговими вирізами. Дві кільцеві вирізки в платику 5 виконані так, що діаметр кожної з них більше діаметрів шестірень на 0,05...0,08 мм.

У кожному платику 5 з однієї сторони виконані чотири циліндричні розточення. У ці розточення вмонтовані гумові манжети (три глухі і одна велика з отвором  $n$  у центрі). З протилежної сторони платика 7 виконані три косих отвори (е) і один перпендикулярний до його площини для підведення робочої рідини під манжети 16 з метою піджима платиків 5 до торців шестірень.

Центральне мале розточення (д), виконане над косим отвором, призначене для розвантаження затисненого об'єму рідини в міжзубовому просторі.

Пластики 5 вставляють у підтискну обойму 10 так, щоб манжети розташовувалися назовні стосовно торців шестірень.

З внутрішньої сторони кришки передбачене поглиблення, закрите манжею 15 і металевим кільцем. Кільце і манжета розташовані в одній площині з кришкою. Кришку з'єднують з корпусом 1 насоса шістьма болтами 18 із пружинними шайбами. Сполучення корпус-кришка ущільнюють круглим гумовим кільцем.

Насос може мати праве обертання, якщо його приводний вал обертається по годинній стрілці (дивитися в торець насоса з боку денця), і ліве - при обертанні вала в зворотному напрямку.

Зона високого тиску в насосах невеликого об'єму обмежена в осьовому напрямку платиками 5 і в радіальному - підтискною обоймою 10. У центральній частині цієї обойми виконані два сегменти з точно обробленою поверхнею, що прилягає до шестірень і охоплює навколо кожної шестірни дугу, рівну приблизно 1,5 шагу зубців. Ці дугові поверхні обмежують зону високого тиску.

Осьовий піджим створює робоча рідина, що надходить з камери нагнітання насоса по косих свердліннях (е) у платиках 5 до осьового отвору (п).

Рідина, що надходить по косих отворах (е) платиків 5, обмежених манже-

вальний чи вхідний отвір (к). На торці із широкою фаскою і по утворюючій до усмоктувального отвору підшипникової обойми 6 виконана прямокутна канавка (л) для відводу витоків з-під сальникової порожнини вала ведучої шестірні в порожнину усмоктування насоса.

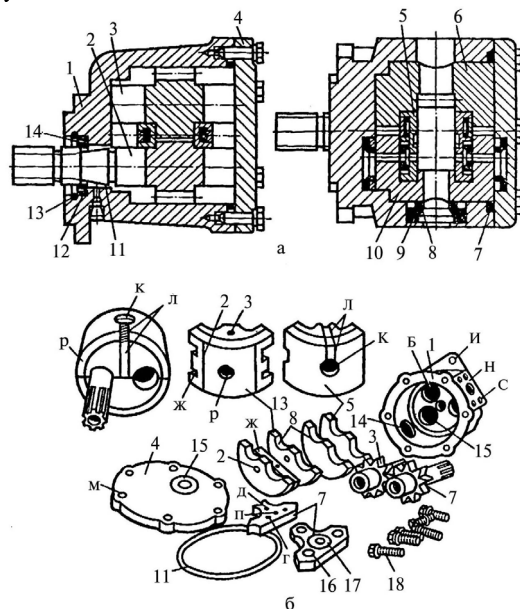


Рис. 3.25 Конструкція насоса типу НШ-К: а - у зібраному вигляді; б - у розібраному вигляді; 1 - корпус; 2 - ведуча шестірня; 3 - ведена шестірня; 4 - кришка насоса; 5 - пластики-замикателі; 6-підшипникова обойма; 7 - ущільнювальне кільце кришки насоса; 8-опорна пластина; 9-манжета радіального піджима; 10 - підтискна обойма; 11- центруюча втулка; 12 - ущільнювальні манжети ведучого вала; 13 - опорне кільце ущільнювальної манжети; 14- пружинне кільце; 15-манжета діаметром 39 мм; 16 - манжета; 17 - манжета діаметром 29 мм; 18 - гвинти з пружинними шайбами; в - виточення під цапфи шестерень; г - отвір діаметром 6 мм; д-росточка діаметром 6 мм і глибиною 2 мм; е - косі отвори; ж - пази під пластики-замикателі; з - трикутні пази; і - отвори для кріплень насоса; к – усмоктувальний отвір; л - канавка для відводу витоків; м- отвори під болти 18; н-площини для кріплення приєднувальної арматури; о - широка фаска; п-отвір діаметром 6 мм; р - нагнітальний отвір; с - отвір для кріплення косинця (арматура).

Підтискна обойма 10 має усередині напівкруглі виточення (в) під цапфи, виточення під шестірні і два рівнобіжних пази (ж) для установки торцевих пластинок 5.

У середній частині торця підтискної обойми 10 паралельно осі насоса просвердлений отвір (г), що служить для підведення робочої рідини до манжет 15,

Вітчизняною промисловістю виробляються гідроциліндри в трьох виконаннях, що позначаються цифрами 2, 3, 4 (табл. 1).

Таблиця 1 - Класифікація поршневих гідроциліндрів

Виконання	Характеристика	
	Номінальний тиск, МПа	Внутрішній діаметр гідроциліндра, мм
2	14, 20, 25	55, 75, 90, 100, 110
3	14, 20, 25	50, 60, 63, 80, 100, 110
4	14, 20, 25	63,80 і 100

Приклад умовної позначки гідроциліндра: Ц-80-200-4; цифра 80 позначає діаметр поршня; 200 - хід поршня, а 4 - виконання.

### 3.3.3 Поворотні гідромашини (гідродвигуни)

Для зворотно-поворотних рухів робочих органів машин на кут, менший  $360^\circ$ , крім усіляких механізмів з хитними гідроциліндрами і кривошипно-ползунними гідравлічними механізмами, широко використовуються поворотні гідродвигуни (моментні гідроциліндри чи гідроциліндри поворотної дії) зі зворотно-поворотним щодо корпуса обмеженим рухом вихідної ланки. Поворотний гідродвигун визначається в загальному випадку як об'ємний гідродвигун з обмеженим кутом поворота вихідної ланки.

Застосування в гідроприводах поворотних гідродвигунів спрощує кінематику передавальних ланок машин і механізмів у порівнянні з гідроприводами, у яких для цих же цілей застосовуються гідроциліндри. Це пояснюється тим, що вал поворотного гідродвигуна може бути безпосередньо з'єднаний з валом приводної машини без будь яких проміжних кінематичних ланок, що знижують точність кутів повороту машини.

По виду робочих органів поворотні гідродвигуни бувають шиберні, поршневі і мембранні.

*Шиберним поворотним гідродвигуном* (рис. 3.10) називається гідродвигун з робочими ланками у виді шиберів.

На практиці поширені шиберні поворотні гідродвигуни, у яких робочий орган – пластина чи кілька пластин, жорстко з'єднані з валом двигуна.

На (рис. 3.10, а) показана конструкція лопатевого механізму, у якого робочий циліндр розділяється перегородкою 1 і лопаттю 2 на дві камери. Перегородка, для ущільнення, притискається до вала пластинчастою пружиною 3, або гідравлічним способом. Основні параметри поворотних гідродвигунів – це номінальний тиск  $P_{ном}$ , номінальна витрата  $Q_{ном}$ , крутящий момент  $M_{кр}$ , кутова швидкість і кут повороту вала гідродвигуна.

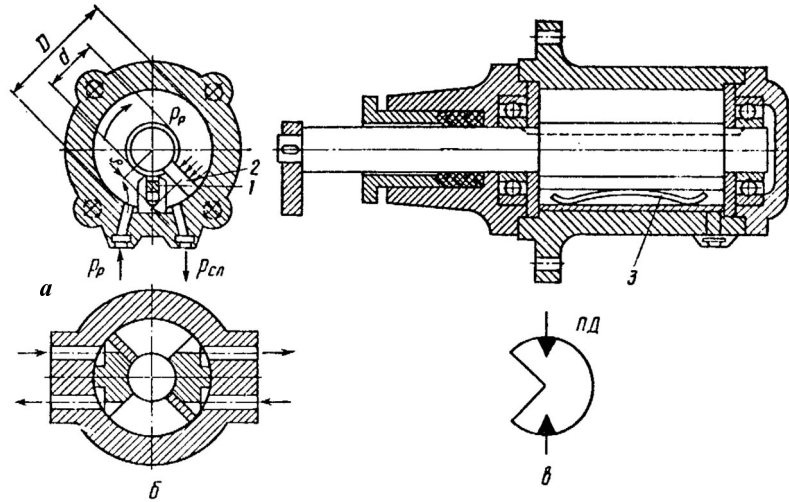


Рис. 3.10 Схема шибєрних поворотних гідродвигунів: а - однопластинчастий; б - двопластинчастий; в - умовна позначка поворотного гідродвигуна.

Розрахункова величина крутячого моменту,  $M_{кр}$  на валу шибєрного гідродвигуна з однією пластиною

$$M_{кр} = (p_p - p_{сл})FR \quad (3.36)$$

де  $p_p, p_{сл}$  - відповідно робочий тиск і тиск зливу,  $p_p - p_{сл} = \Delta p$ ;  $F$  - площа пластини;  $F = (D - d)/2b$   $R$  - плече прикладання сили  $P = (D + d)/4$   $b$  - ширина пластини, м,

$$\text{тоді} \quad M = \frac{\Delta p b}{8} (D^2 - d^2) \quad (3.37)$$

Кутова швидкість  $\omega$  вала визначається з умови рівності витрати рідини  $Q$  й обсягу, описуваного пластиною в одиницю часу:

$$Q = V_{ок} F \quad (3.38)$$

де

$$V_{ок} = \omega R; \quad \omega = \frac{8Q}{(D^2 - d^2)b}$$

При наявності двох і більш пластин (рис.3.10) крутячий момент, відповідно збільшується, а кутова швидкість зменшується:

$$M = \frac{Z \Delta p b}{8} (D^2 - d^2); \quad (3.39)$$

виконання 3 з лівим напрямком обертання ведучого вала.

Серед шестеренних насосів найбільше поширення одержали круглі насоси.

**Насоси типу НШ-К** (рис. 3.25) (індекс НШ-К позначає насос шестеренний круглий) складаються з корпусу 1, качаючого вузла, що містить ведучу 2 і відому 3 шестірні, підшипникову 6 і підтискну обойми 9 і два платика-замикателя 5, гумових манжетних ущільнень 15, круглого ущільнювального кільця 7, кришки насоса 4 і шести гвинтів 18 із пружинними шайбами.

Корпус 1 насоса відлитий з алюмінієвого сплаву заодно зі сполучним фланцем, у якому розташовані посадковий буртик для центрування і чотири отвори під кріпильні гвинти. Усередині корпусу 1 є циліндричний колодязь, у який поміщений качаючий вузол. У денці корпусу 1 розташований круглий отвір для виходу приводного вала. З зовнішньої сторони в цей отвір запресована манжета 12 для ущільнення ведучого вала насоса, а з внутрішньої - центруюча сталевая втулка 11, що виступає у середину корпусу 1. Втулка 11, перешкоджає провертанню качаючого вузла, під час роботи і служить направляючою при зборі насоса.

На дні корпусу 1 і в привалочній площині кришки 4 виконані гнізда для манжет 15, а також конічні поглиблення, що служать для утворення камер осьового піджиму. Робоча рідина під тиском надходить у камери осьового піджима з зони високого тиску насоса через отвір  $n$ .

На боковій поверхні корпусу 1 передбачені дві симетрично розташовані оброблені площини (Н) з чотирма різьбовими отворами на кожній, призначені для кріплення приєднувальної апаратури. З середини корпусу 1 у виточення вихідного отвору вмонтована манжета радіального піджима 9, що формує камеру тиску, у якій створюється зусилля для піджиму обойми до зубців шестірень. Поверх манжети накладена металева опорна пластина 8 для перекриття зазору між корпусом 1 і підтискною обоймою 10. В міру зносу опорних поверхонь за допомогою підтискної обойми 10 компенсується радіальний зазор між поверхнею, що ущільнює, і зубцями шестірень. Ширина шестірень усіх типорозмірів насосів дорівнює 20 мм, а різний геометричний об'єм досягається за рахунок різного числа зубців і величин модуля при тому самому діаметрі шестірень.

Цапфи шестірень насоса обертаються в підшипниковій 6 і підтискній 10 обоймах, виконаних у виді напівциліндрів, зовні в яких на одному торці передбачена широка фаска, звернена до дна насоса, а на іншому торці - вузька фаска, звернена до кришки. Кожна з обойм (підшипникова і підтискна) виконана так, що служить єдиною опорою для всіх цапф шестірень. Підшипникова обойма 6 виготовлена з зовнішнім діаметром на 0,03...0,05 мм більше діаметра циліндричного колодязя в корпусі 1 для створення жорсткого упору між корпусом і крилами (кінцями) обойми з метою стабілізації міжцентрової відстані виточень під опори шестірень.

У підшипниковій обоймі 6 із внутрішньої сторони виконані напівкруглі виточення: меншого діаметра ( $\phi$ ) - під цапфи шестірень, більшого діаметра - під шестірні і у центрі - проточка під торці платиків 5. У середній частині по довжині підшипниковій обойми 6 перпендикулярно до осі насоса розташований усмокту-

За рекомендацією професора Т. М. Башти, площу впадини можна виразити через площу зуба  $\Omega_3$ :

$$\Omega = 1.1\Omega_3 \text{ тоді } 1.1\Omega_3 = 1.1\pi D_n m$$

де  $D_n$  - діаметр початкового кола ведучої шестірні, м;  $m$  - модуль зачеплення.

Тоді одержимо

$$q_m = 2,2\pi D_n m b, \text{ а } Q = 2,2\eta_0 \pi D_n m b n \quad (3.59)$$

Характеристика шестеренного насоса представляє залежність подачі, потужності і ККД від тиску, що розвивається насосом. Загальний вигляд характеристики шестеренного насоса приведений на (рис. 3.24).

З рівняння 3.59 випливає, що подачу шестеренних насосів можна регулювати тільки за рахунок зміни частоти обертання ведучої шестірні.

Параметри шестеренних насосів, що випускаються промисловістю:

$$n_{\text{ном}} = 900 \dots 2400 \text{ хв}^{-1}; \quad p_{\text{ном}} = 10 \dots 20 \text{ МПа};$$

$$q_m = 4; 6; 10; 20; 25; 32; 40; 50; \quad 63; 71; 100; 160; 250 \text{ і } 400, \text{ см}^3/\text{об};$$

$$\eta_0 = 0,92 \dots 0,96; \quad \eta_{\text{г.мех}} = 0,89 \dots 0,92; \quad \eta_{\text{пол}} = 0,82 \dots 0,88.$$

Промисловістю випускаються наступні типи шестеренних насосів: НШ-Е, НШ - У, НШ - К, НМШ, двосекційні і спеціальні. Шестеренні насоси гідросистем тракторів, сільськогосподарських і дорожніх машин по виконанню поділяють на чотири групи (табл. 1).

Таблиця 1 Класифікація шестеренних насосів

Виконання	Характеристика	
	Номінальний тиск, МПа	Робочий об'єм, см <sup>3</sup>
1	10	10, 32, 50, 67
2	14	10, 32, 50, 100, 160, 200
3	16	4, 6, 3, 10, 25, 32, 40, 50, 71, 100, 160, 250, 400
4	20	4, 6, 3, 10, 25, 32, 40, 50, 71, 100, 160, 250, 400

Приклади умовного позначення шестеренних насосів: НШ-32-3-насос правого обертання, робочий об'єм 32 см<sup>3</sup>, виконання 3.

НШ-32-10-ЗЛ-двосекційний насос з робочими об'ємами секцій 32 і 10 см<sup>3</sup>,

$$\omega = \frac{8Q}{Zb(D^2 - d^2)} \quad (3.40)$$

де  $Z$  - число пластин.

Кути повороту ротора при одній, двох і трьох пластинах відповідно рівні 280, 140 і 70°.

*Поринсвим поворотним двигуном* називається гідродвигун з робочими ланками у вигляді поршнів.

На рисунку 3.11, а показаний двохпоршневий поворотний гідродвигун з рейковим перетворювачем, використовуваний на екскаваторах сільськогосподарського призначення, у гірських і металургійних машинах і ін.

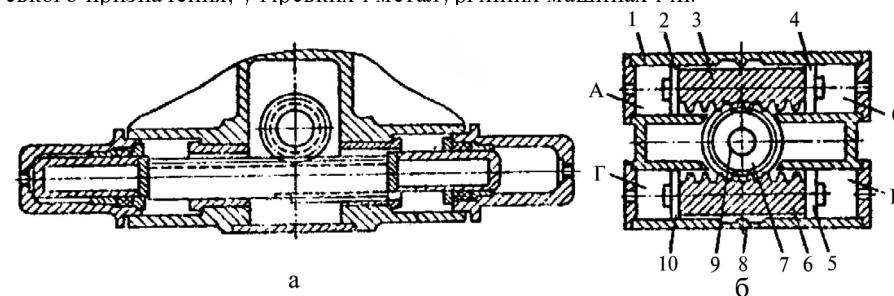


Рис. 3.11 Схеми поршневих поворотних гідродвигунів: а - двохпоршневий; б - чотирьохпоршневий.

Недолік цього гідродвигуна – у наявності зазору в зачепленні, що сприяє появі ударів при зміні знака навантаження. Трохи позбавлені цього недоліку чотирьохпоршні поворотні гідродвигуни з двома рейково-зубчастими передачами (рис. 3.11 б). Основні конструктивні елементи такого двигуна – це корпус 1 і поршні 2, 4, 5 і 10, встановлені в циліндричних розточках корпуса. Поршні попарно жорстко з'єднані зубчастими рейками 3 і 6, що входять у зачеплення з зубчастим колесом 7. Вихідна ланка гідродвигуна - вал 9. Для вибору зазору і запобігання від повороту рейки навколо подовжньої осі передбачені два упори 8. Гідродвигун має чотири робочі камери, що при роботі гідродвигуна з'єднуються попарно: А і В, Б і Г.

Принцип роботи гідродвигуна полягає в наступному. При підведенні рідини під тиском, наприклад, у робочі камери А і В поршні 2 і 5 переміщуються в різні сторони. Разом з поршнями переміщуються і рейки, що повертають зубчасте колесо 7 з валом 9 по годинній стрілці. Одночасно при цьому робоча рідина поршнями 4 і 10 витісняється з камер Б і Г у зливальну лінію гідросистеми. Якщо змінити напрямок потоку робочої рідини і підвести її під тиском у камери Б і Г, то вал гідродвигуна повернеться проти часової стрілки. Розрахунковий крутящий момент,  $M_{кр}$  і кутову швидкість на вихідній ланці (валу) гідродвигуна визначають по формулам:

$$M_{кр} = \Delta p \frac{\pi d^2 D_k Z}{8} \quad (3.41)$$

$$\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 D_k Z}, \quad (3.42)$$

де  $d$  - діаметр поршня;  $D_k$  - діаметр ділильного кола зубчастого колеса;  $Z$  - число поршнів, що працюють одночасно.

Мембранним поворотним гідродвигуном (рис. 3.12) називається гідродвигун з робочими ланками у виді мембран.

Принцип роботи гідродвигуна полягає в наступному.

При підведенні робочої рідини під тиском, наприклад у робочу камеру Б повзун 2 під дією сили тиску переміститься вниз, при цьому вільний кінець коромисла 3 зробить поворот по годинній стрілці. Одночасно обсяг робочої камери А зменшується і робоча рідина витісняється в зливальну магістраль.

Якщо змінити напрямок потоку робочої рідини і підвести її під тиском у камеру А, то коромисло повернеться проти годинної стрілки. Кут повороту коромисла розглянутих гідродвигунів не перевищує  $20^\circ$  від нульового (середнього) положення.

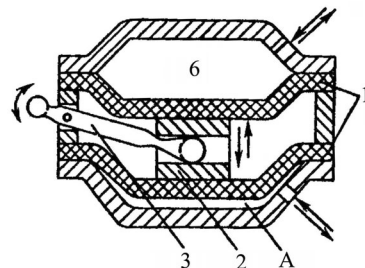


Рис. 3.12 Схема мембранного поворотного гідродвигуна.

### 3.3.4 Роторні гідромашини

Під роторними (ГМ) розуміють об'ємні насоси і гідромотори, у яких рухливі робочі елементи, що утворюють робочі камери, роблять обертальний рух чи обертальний в сполученні зі зворотно-поступальним рухом. Роторні (ГМ) знайшли широке застосування в гідроприводах, тому що мають малу питому масу й об'єм, що приходить на одиницю потужності, високий ККД, можливість регулювання і реверса подачі. Вони швидкохідні ( $\eta = 1500 \dots 5000 \text{ хв}^{-1}$ ), не мають клапанів і, як правило, обратимі, тобто можуть працювати як у режимі насоса, так і в режимі гідромотора. Робоча рідина - мінеральні масла. По характеру руху робочих органів роторні (ГМ) підрозділяють на роторно-поступальні і роторно-обертальні.

Роторно-поступальні (ГМ) бувають двох типів: роторно-поршневі і роторно-пластинчасті.

Роторно-поршневі (ГМ) по напрямку руху поршня розрізняють: - аксіальні з похилим циліндровим блоком чи з похилим диском; радіальні - роторно-плунжерні.

Аксіальні роторно-поршневі (плунжерні) ГМ із похилим нерухомим чи поворотним диском знайшли широке застосування на мобільних сільськогосподарських машинах. На рис. 3.13, а приведений аксіальний роторно-поршневий

при русі по профіль статора.

Робочий об'єм  $q_T$  гідромотора відповідно однократної і дворазової дії визначають по формулах:

$$q_m = 2e(2\pi R - zS)b \quad (3.57)$$

$$q_{овТ} = 2eb(R^2 - r^2) \quad (3.58)$$

### 3.3.6 Роторно-обертальні гідромашини

Роторно-обертальні бувають зубчасті, гвинтові і планетарні. По виду зачеплення зубчасті гідромашини бувають: шестеренні (із зовнішнім чи внутрішнім зачепленням) і коловратні. У сільськогосподарських машинах дуже широке застосування одержали шестеренні насоси з зовнішнім зачепленням шестерень однакового діаметра. Конструктивна схема й умовне зображення шестеренного насоса представлені на рис. 3.23.

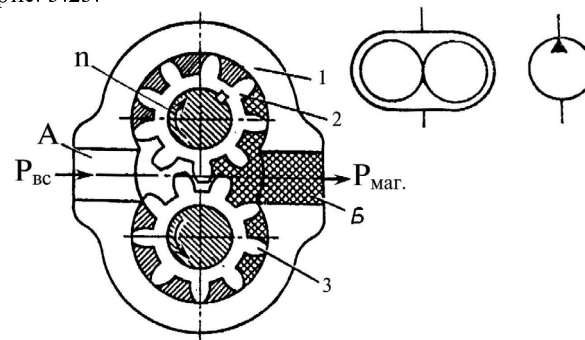


Рис. 3.23. Конструктивна схема та умовне зображення шестеренного насоса

У корпусі 1 установлена ведуча шестірня 2, і ведена шестірня 3, яка з нею знаходиться в зачепленні. Робочі поверхні зубчастих коліс, корпуса і бокових кришок утворюють робочі камери: А - порожнина усмоктування і Б - порожнина нагнітання. При обертанні ведучої шестірні 2 з частотою  $n$  в порожнині А зубці шестерень виходять із зачеплення, об'єм порожнини збільшується на подвоєний об'єм простору між зубцями, у порожнині А виникає розрідження ( $p_{вс} < p_a$ ) і відбувається процес усмоктування. Рідина заповнює звільнений простір, між зубцями і обертаючі шестірні переносять її в порожнину Б, у якій при вході зубців у зачеплення об'єму камери зменшується і відбувається процес нагнітання з тиском  $p_{наг} > p_a$ . Зубці шестерень, що знаходяться в зачепленні, розділяють порожнину усмоктування А і порожнина нагнітання Б.

Об'єм  $q_m$ , що витісняється насосом за повний оборот,  $q_m = 2z\Omega b$ .

де  $\Omega$  - площа впадини між зубцями;  $b$  - ширина зубця;  $z$  - число зубців однієї шестірні.



чими об'ємами  $q_T$  шляхом зміни тільки радіуса  $R_{C2}$  і профілю статора.

Недоліком конструкції насосів дворазової дії є неможливість виконати їх регульованими.

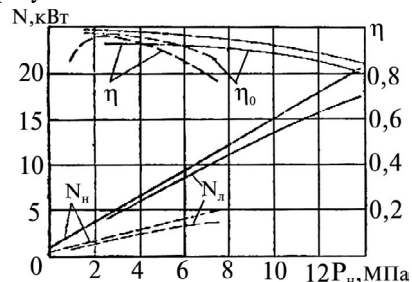


Рис. 3.23 Характеристики пластинчастих насосів двократної дії

Пластинчасті насоси мають задовільну усмоктувальну здатність і можуть працювати без підпору перед входом.

На тваринницьких фермах у доїльних агрегатах застосовують роторний вакуумний насос РВН-40/350, виконаний конструктивно аналогічно пластинчастому насосу однократної дії (рис. 3.19), із пластмасовими пластинами, що забезпечує  $H_{вак}^{ном} = 350$  мм рт. ст.,  $H_{вак}^{max} = 680$  мм рт. ст. і продуктивністю  $Q = 40$  м<sup>3</sup>/г при  $H_{вак}^{ном}$ .

Пластинчасті насоси, що випускаються серійно, дворазової дії, нерегульовані типу Г-12 мають параметри:  $n_{ном} = 950$  хв<sup>-1</sup> і  $1450$  хв<sup>-1</sup>,  $q_T = 3...140$  см<sup>3</sup>/об,  $p_{ном} = 6...13$  МПа,  $\eta_0 = 0,6...0,88$  і припустиму висоту усмоктування  $h_{вс}^{доп} \leq 0,5$  м.

Пластинчасті гідромотори по улаштуванню і принципу роботи подібні пластинчастим насосам. Однак більшість насосів цього типу не можуть бути використані як гідромотори без зміни конструкції. Причина цього – широта діапазону зміни частоти і реверсивність у гідромоторів. Реверсивність і, отже, відсутність стабільних відцентрових сил, що висувають пластини, вимагають застосування їхнього примусового висування. Крутящий момент, на валу гідромотора створюється в процесі нагнітання (при підведенні робочої рідини під тиском у робочу камеру) у результаті різниці тиску на двох суміжних пластинах:

$$M_{крп} = p(S_1 l_1 - S_2 l_2) \quad (3.54)$$

де  $p$  - тиск робочої рідини, Па;  $S_1$  і  $S_2$  – робоча площа пластин, м<sup>2</sup>;  $l_1$  і  $l_2$  - плече дії рівнодіючої сили тиску, м.

Повний крутящий момент дорівнює сумі складових моментів робочих камер, з'єднаних з вікном нагнітання, і визначається по формулі:

$$M_{кр} = \sum M_i \quad (3.55)$$

Зусилля притиснення пластини до статора без обліку сил тертя визначається силами:

$$P_{пл} = P + P_{y1} + P_{y2}, \quad (3.56)$$

де  $P = pbs$  - рівнодіюча сила тиску рідини, що діє на торець пластини шириною  $b$  і товщиною  $s$ ;  $P_{y1} = mr\omega^2$  - сила доцентрового прискорення пластини масою  $m$  з центром мас на радіусі  $r$ ;  $P_{y2} = me\omega^2$  - сила прискорення пластини

(плунжерний), регульований насос з похилим диском, а на рис. 3.13 б його умовне графічне зображення.

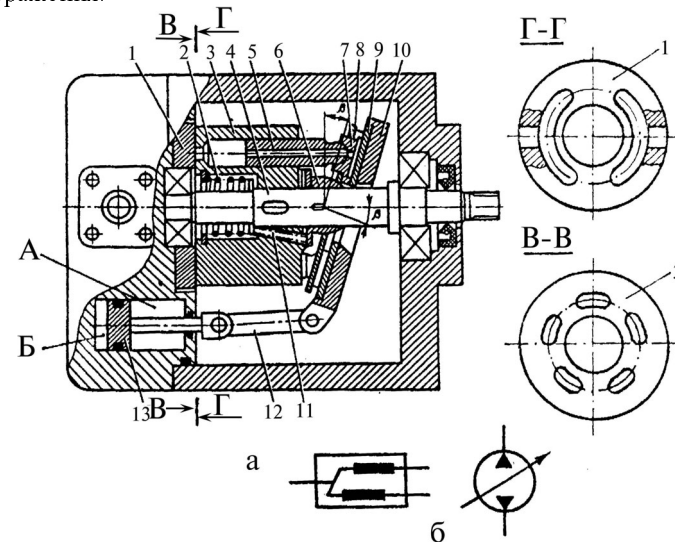


Рис. 3.13. Аксіальний роторно-поршневий регульований насос з похилим диском (а) і його умовне позначення (б).

Блок циліндрів 3 установлений на валу 4 і піджаний пружинами 2 і 11 до розподільного диска 1. У циліндрах блоку розміщені поршні 5, що через башмаки 7 спираються на опорне кільце 9 похилого диска 10. Башмаки у свою чергу притиснуті до опорного кільця 9 пружинами 2 і 11, через втулку 6 зі сферичною зовнішньою поверхнею і сепаратор 8. Поворот похилого диска 10 на кут  $\beta$  здійснюється через тягу 12 переміщенням поршня 13 механізму керування. При підведенні рідини в порожнину А і Б циліндра механізм керування змінює кут нахилу шайби (похилого диска) у межах кута  $\pm \beta$  (рис. 3.14). З кінематичної схеми (рис. 3.14) видно принцип роботи роторно-поршневої гідромашини з похилим поворотним диском.

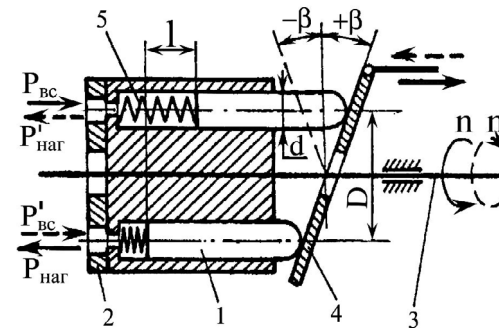


Рис. 3.14. Схема кінематична аксіальної роторно-поршневої (плунжерної) гідромашини з поворотним диском

При обертанні вала 3 плунжери 1 роблять зворотно-поступальний рух у циліндрах ротора. При цьому гідромашина працює в режимі насоса: плунжер 1 рухається вправо, відбувається усмоктування ( $p_{вс}$ ) рідини в порожнину циліндра, а коли він рухається вліво, то рідина виштовхується з нього ( $p_{наг}$ ). Величина ходу  $l$  плунжера 1 залежить від кута нахилу  $\beta$  опорного, поворотного диска 4. Коли поверхня похилого диска 4 перпендикулярна осі вала 3 ( $\beta = 0^\circ$ ) плунжери 7 зворотно-поступального руху в циліндрах не роблять ( $\ell = 0$ ). За один оборот вала 3 кожен плунжер робить хід  $l$  (рис. 3.14) вправо, усмоктуючи з порожнини ( $p_{вс}$ ) об'єм рідини:  $\Delta V = \frac{\pi d^2}{4} l z$  і один хід уліво, виштовхуючи цей об'єм у нагнітальну порожнину ( $p_{наг}$ ). Теоретична подача насоса за один оборот вала, що має в роторі  $z$  плунжерів, буде дорівнювати:

$$q_T = \frac{\pi d^2}{4} l z = \frac{z \pi d^2}{4} D \operatorname{tg} \beta. \quad (3.43)$$

Дійсна подача насоса ( $Q$ ), що має частоту обертання  $n$  приводного вала 3, може бути знайдена з рівняння:

$$Q = \eta_0 q_T n \quad (3.44)$$

Якщо в порожнину нагнітання насоса ( $p_{наг}$ ) подати тиск від іншого насоса, то на плунжері виникає зусилля від цього тиску, що розкладається на дві складові в точці дотику голівки плунжера з поверхнею опорної шайби 4. Під дією окружної складової цього зусилля ротор гідромашини починає обертатися і гідромашина працює в режимі гідромотора. При цьому з вала 3 можна знімати механічну енергію. При зміні напрямку обертання вала 3 (з  $n$  на  $n'$ ) чи зміні кута нахилу шайби з  $(+\beta)$  на  $(-\beta)$  (рис. 3.14) змінюється напрямок руху потоку рідини  $p_{вс}$  на  $p'_{вс}$  і  $p_{наг}$  на  $p'_{наг}$ .

У будівельній техніці, дорожніх машинах і інших машинах широко застосовують аксіальні роторно-поршневі ГМ із похилим нерухомим чи поворотним циліндровим блоком. Наприклад, конструкція аксіально-поршневого гідромотора типу ПМ із похилим нерухомим блоком циліндрів і несилевим карданом представлена на рис. 3.15.

У отворі корпусу 1 на підшипниках 2 установлений вал 3, що через кардан з'єднаний з циліндровим ротором 5, встановленим у корпусі 4 на осі 7 з підшипником 6 і прижатим пружиною 8 до розподільного диска 11 із двома дугоподібними каналами (рис. 3.16, вид В - В). У циліндрах ротора розміщені поршні 12, що завальцовані на малі сферичні голівки шатунів. Великі сферичні голівки завальцовані у фланці 13 вала 3, що має шлицевий кінець для з'єднання з валом навантаження. Штифт 10 охороняє розподільний диск 11 від провертання відносно кришки 9, у якій розташовані канали для підведення і відводу робочої рідини. Витрати рідини між поверхнями торця ротора і диска 11, накопичуються усередині корпусів 1 і 4 і відтіля відводяться на злив. Герметизація гідромотора здійснюється за

Теоретична подача гідромашин за один оборот точно визначається виразом:

$$q_T = 2zb(R_{c2} - R_{c1}) \left( \frac{R_{c2} + R_{c1}}{2} \frac{2\pi}{z} - \Delta \right) = 2b(R_{c2} - R_{c1}) \left[ (R_{c2} + R_{c1})\pi - \frac{\Delta z}{\cos \xi} \right], \quad (3.52)$$

де  $\xi$  - кут нахилу пластини.

Завдяки описаній вище формі статора об'єм рідини, замкнений між двома пластинами, під час переміщення по перемичках не змінюється по величині. Цим усуваються пульсації тиску і шум, викликані зміною замкнутого об'єму, оскільки з метою поліпшення герметичності кут розкриття перемичок виконується більше, ніж кут між пластинами  $2\pi/z$ .

Ця позитивна якість недосяжна в машинах однократної дії, де замкнений об'єм через ексцентричність ротора і статора завжди змінюється.

Початковий піджим дисків здійснюється пружинами 12. Початковий піджим пластин у насосах, що працюють при  $n = \text{const}$ , виконується відцентровими силами. Завдяки незмінному напрямку обертання в насосах можлива установка пластин під деяким кутом  $\xi$  до радіусів уперед по ходу обертання. Цим знижується момент, що защемляє, від сил тертя об статор.

Розглянутий насос дворазової дії призначений для роботи при невисокому тиску ( $p_H \leq 7$  МПа). Його пластини не розвантажені від радіальних сил і тому, особливо в зоні усмоктування, тертя пластин об статор достатньо велике. Це знижує механічний ККД і, щоб уникнути зношення пластин і статора, не допускає застосування такого насоса для великих тисків.

Пластини можуть бути розвантажені при ускладненні конструкції. Насоси з розвантаженими пластинами можна використовувати при тиску до 14 МПа і короткочасно при пікових навантаженнях до 17 МПа.

Схема робочих органів такого насоса показана на рис. 3.22, б. У кожен паз ротора поміщені дві пластини 2 і 2', що утворюють зі статором дві, що ущільнюють, кромки з камерою 1 між ними. Порожнини 3 під пластинами з'єднані з дуговими пазами 4, 4' і 5, 5' на бокових дисках 13 і 9 (рис. 3.21), через які в них підводиться високий  $p_2$  чи низький  $p_1$  тиск у залежності від зони, у якій знаходиться пластина. При цьому пластини розвантажуються від радіальних сил, а їхні внутрішні торці одержують можливість подавати рідину, що збільшує при тих же розмірах робочий об'єм, визначений у даному випадку залежністю:

$$q_m = 2\pi b(R_{c2}^2 - R_{c1}^2) \quad (3.53)$$

Сучасні пластинчасті насоси мають високий ККД. Перевагою пластинчастих гідромашин дворазової дії (див. рис. 3.21) є можливість швидкої заміни без демонтажу насоса всього комплексу качаючого вузла, (статор, ротор, бокові диски) у випадку його зносу, а також можливість одержання насосів з різними робо-

статора  $\delta_{n1}$  і  $\delta_{n2}$ , відповідні перемичкам, описані дугами кіл радіусами  $R_{c1}$  і  $R_{c2}$  з центра ротора  $O$ .

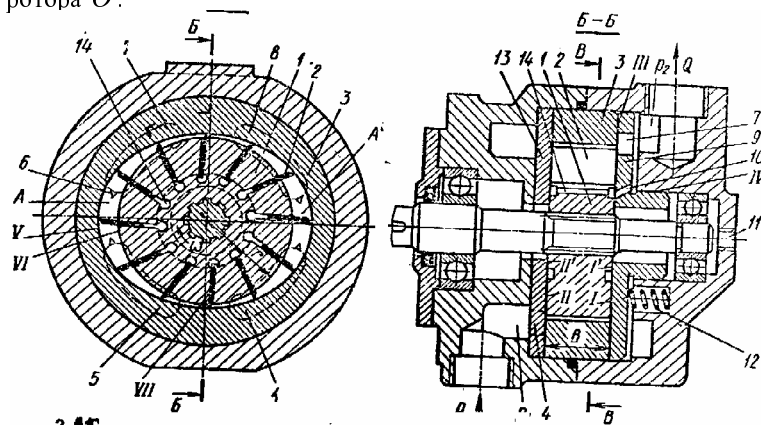


Рис. 3.21 Пластинастий насос дворазової дії

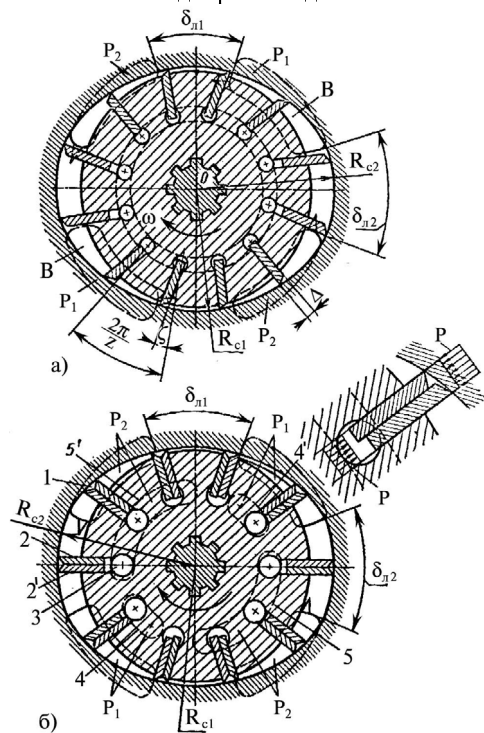


Рис. 3.22 Схеми робочих органів пластинастих насосів дворазової дії: а - з нерозвантаженими пластинами; б - з розвантаженими здвоєними пластинами

допомогою ущільнювальних кілець і манжети 14. Зі схеми (рис. 3.16), видно принцип роботи аксіально-поршневої гідромашини з похилим блоком ( $\beta = \text{const}$ ) у режимі гідромотора.

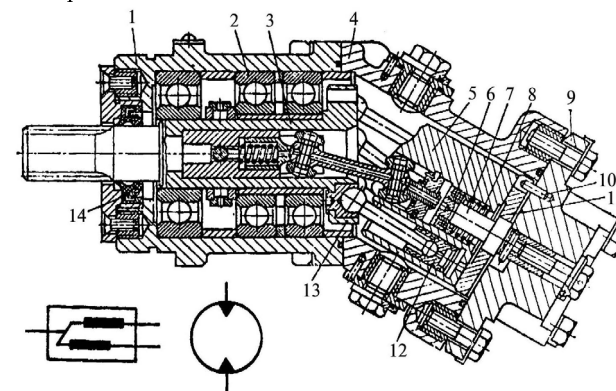


Рис. 3.15. Аксіальний роторно-поршневий гідромотор з нерухомим похилим блоком і його умовне позначення.

Робочий цикл гідромотора складається з процесу нагнітання робочої рідини ( $p_{\text{наг}}$ ) у робочі камери А; через отвори Ж (перетин Б-Б), розташовані над відповідним дугоподібним вікном Е чи К (перетин В-В) і витиснення рідини з камер на злив ( $p_{\text{сл}}$ ). Наприклад, нагнітання ( $p_{\text{наг}}$ ) робочої рідини  $Q$  відбувається в робочих камерах А, що у даний момент з'єднані з нагнітальним дугоподібним вікном Е розподільного диска 1. Сила тиску, що діє на поршні 2 по осі циліндрів ротора 3, через шатуни 4 передається на фланець 6 вала 7 під кутом  $\beta$ . Розкладання вертикальних складових, діючих у площині фланця 6 сил, дає радіальні і тангенціальні сили від кожного з поршнів, з'єднаних з порожниною нагнітального вікна Е. Радіальні складові сприймаються підшипниками вала, а тангенціальні сили створюють момент  $M_{\text{кр}}$  щодо осі вала, що надає валу мотора обертання з частотою :

$$n_m = \frac{\eta_o Q_M}{q_T} \cdot c^{-1} \quad (3.45)$$

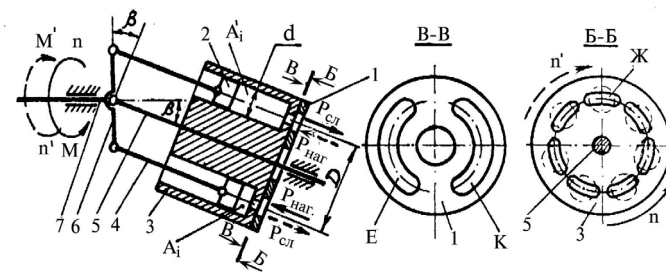


Рис. 3.16. Схема аксіального роторно-поршневого гідромотора з нерухомим похилим блоком

Крутящий момент,  $M_{кр}$  на валу гідромотора визначають по формулі:

$$M_{кр} = \Delta p_m \eta_m q_{TM} / 2\pi, \text{ Нм} \quad (3.46)$$

де  $\Delta p_m = p_{макс} - p_{сл}$  - перепад тиску на гідромоторі, Па;  $\eta_m$  - ККД гідромотора.

Величину  $q_{TM}$  (м<sup>3</sup>/об) можна знайти по рівнянню (3.43), у яке підставляються значення параметрів, позначених на рис.3.16. Обертання вала 7 за допомогою несилового кардана 5 передається блоку циліндрів 3, у результаті чого відбувається з'єднання наступних робочих камер з порожниною нагнітання Е. Одночасно відбувається процес витиснення в робочих камерах  $A'_i$ , що у цей момент з'єднані з дугоподібним вікном К і рідина під тиском  $p_{сл}$  йде на злив. Під час роботи блок циліндрів 3 притиснутий до розподільного диска 1 гідравлічними силами. Якщо змінити напрямок потоку рідини і нагнітати її в робочі камери  $A'_i$ , через дугоподібне вікно К під тиском  $p_{наг}$ , то напрямок обертання циліндрового блоку 3 і вала 7 гідромотора зміниться на протилежний.

Із аналізу рівнянь (3.45) і (3.46) видно, що змінити частоту обертання вала гідромотора можна за рахунок зміни величини витрати, що підводиться до гідромотора чи зміною  $q_{tm}$ , а величину моменту  $M_{кр}$  на його валу - за рахунок зміни перепаду тиску  $\Delta p_m$  або  $q_{tm}$ . З рівняння (3.43) видно, що величину  $q_{tm}$  можна змінити за рахунок зміни величини кута нахилу циліндрового блоку в межах  $\beta = 10...30^\circ$ . Зі збільшенням кута нахилу  $\beta$  при  $q_m = \text{const}$  частота обертання вала мотора зменшується, а крутящий момент,  $M_{кр}$ , відповідно, зростає.

В даний час промисловість виготовляє роторно-поршневі насоси що мають наступні параметри:  $n_{ном} = 950...3500 \text{ хв}^{-1}$ , номінальний тиск  $p_{ном} = 15...40 \text{ МПа}$ , теоретична подача за один оборот вала (робочий об'єм)  $q_m = (5...500) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{об}$ , об'ємний ККД  $\eta_0 = 0,97$ , повний ККД насоса

$\eta_{пов} = 0,82...0,93$ , гідромеханічний ККД можна знайти:  $\eta_{г.мех} = \frac{\eta_{пов}}{\eta_0}$ . Технічні характеристики деяких аксіально-поршневих гідромашин представлені в додатках.

**Радіально-поршневі гідромашини** знайшли широке застосування у верстатах і пресах. На рис. 3.17 наведена конструктивна схема радіально-поршневого насоса однократної дії типу НПМ. Принцип роботи насоса полягає в наступному.

Поршні 6, обертаючись разом із блоком циліндрів 4, беруть участь одночасно в зворотньо-поступальному русі в радіальному напрямку, тому що вони спираються на кільцеву направляючу поверхню 5 статора 3, розміщену з ексцентриситетом "е" щодо осі 0 обертової частини гідромашини (ротора).

Кінематична схема для одного поршня машини показана на рис. 3.18. З її розгляду видно, що такий механізм представляє інверсію кривошипно-шатунного механізму. Кривошип  $OO' = e$  закріплений, а шатун  $OC$ , обертаючись навколо центра  $O'$ , скочує кінцем С по промені  $OC$  осі циліндра, що обертається навколо центра  $O$ . Хід поршня за половину обороту ротора визначений ексцентриситетом:

$$h = 2(OO') = 2e$$

ний з найближчим до нього вікном і з порожнинами 3 під пластинами, тому порожнини 3 використовуються для подачі рідини. При скошених кромках 15 пластин вони частково розвантажуються від радіальних сил притиску до статора, тому що тиск під пластиною частково врівноважується таким же тиском з боку її зовнішнього торця. Для ослаблення вигину пластин вони нахилені вперед по напрямку обертання на кут  $\xi$ . Для зниження шуму з'єднання робочих камер між пластинами з порожнинами, що знаходяться під тисками  $p_2$  і  $p_1$ , виконується поступово через дроселюючі канавки 1 і 9.

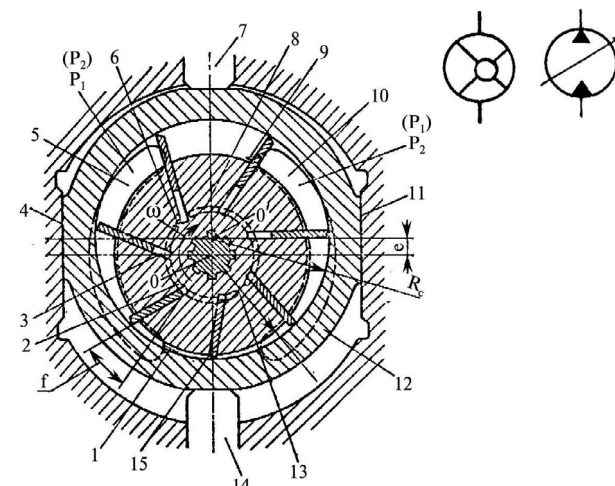


Рис. 3.20 Регулювання пластинчастий насос однократної дії

Насоси такого типу використовуються при тисках 10...12 МПа. Обмеженість тиску обумовлена контактними навантаженнями між пластинами і статором, а також однобічним навантаженням ротора силами тиску з боку порожнини, що знаходиться під тиском  $p_2$ . Ці сили навантажують підшипники і при великих значеннях  $p_H$  обмежують термін їхньої служби.

Повної урівноваженості ротора вдається досягти в пластинчастих (ГМ) дворазової дії (рис. 3.21) типу Г-12.

У (ГМ) цього типу ротор 1 із пластинами 2 охоплений статором спеціального профілю. Число пластин з парне (не менше 8). За один оборот дві будь-які сусідні пластини роблять два робочих цикли, переміщуючи рідину з вікна 5 у вікно 7 через перемичку А і потім з вікна 8 у вікно 4 через перемичку А'. Вікна 4 і 7, а також 5 і 8 з'єднані попарно між собою і далі з підводящою ( $p_1$ ) і відводящою ( $p_2$ ) порожнинами.

Схеми робочих органів насосів дворазової дії показані на рис. 3.22 (схема а відповідає насосу, зображеному на рис. 3.21). Профіль ділянок статора між перемичками  $\delta_{n1}$  і  $\delta_{n2}$ , описаний лекальними кривими, що забезпечують плавну зміну швидкості пластин у відносному русі щоб уникнути ударів їх об статор. Ділянки

5 високого тиску  $p_2$  і при висуванні з вікном 4 низького тиску  $p_1$ , то вони при русі пластин утворюють циліндри радіально-поршневого насоса і роблять подачу рідини. Робочий об'єм такого насоса буде більше, ніж у розглянутого на об'єм  $q_T = 2eb\delta z$ , описуваний пластинами, і складе:

$$q_m = 4\pi e b k R_{cp}. \quad (3.50)$$

Дійсну продуктивність  $Q$  насоса при частоті обертання ротора  $n_H$  можна знайти по формулі:

$$Q = \eta_0 q_T n_H = 4\pi e b k R_{cp} \eta_0 n_H \quad (3.51)$$

З рівняння (3.51) випливає, що  $Q$  можна регулювати зміною величин « $e$ » і  $n_H$ . Якщо в нагнітальну порожнину (рис. 3.19) підвести подачу рідини  $Q$  під тиском  $p_m$ , а порожнину усмоктування 4 з'єднати зі зливом у бак  $p_{zn}$ , то насос буде працювати в режимі гідромотора з частотою обертання вала  $n_M$  і розвивати крутящий момент,  $M_{кр}$ , величини яких можна обчислити відповідно по формулах (3.45) і (3.46).

Регульований пластинчастий насос і його умовна позначка показані схематично на рис. 3.20.

Вікна 10 і 5 підведення і відводу рідини виконані в бічних нерухомих кришках корпусу, між якими може переміщатися, скочваючи в направляючих 11 і 4, кільце статора 12. При цьому змінюються ексцентриситет  $e$  і, відповідно до виразу (3.49) робочий об'єм  $q_T$ . Перехід центра  $O'$  статора через центр  $O$  обертання ротора змінює знак  $e$  і веде до зміни напрямку подачі. Статор переміщається штовхальниками 7 і 14.

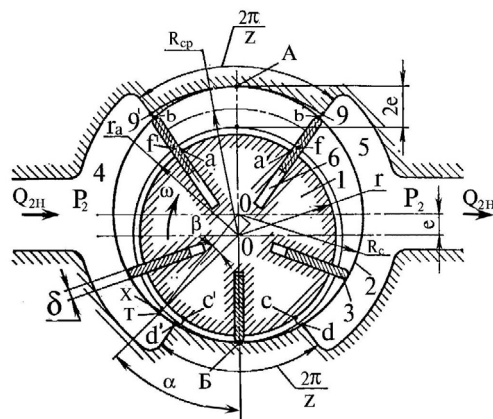


Рис. 3.19. Схема пластинчастого насоса однократної дії

Для зменшення контактних сил між пластинами і статором у насосі застосоване гідростатичне розвантаження. Для цього в бокових кришках корпусу виконані напівкільцеві пази 8 і 2, розділені перемичками 6 і 13. Кожний з пазів з'єднаний

Поточне значення переміщення поршнів підкоряється залежності  $x = R \cos \beta - e \cos \alpha - r$ . Так як  $R = r + e$ , а  $x = e(1 - \cos \alpha) - R(1 - \cos \beta)$ . Крім того  $R \gg e$ . При цьому  $\cos \beta \approx 1$ . Тоді величина переміщення поршня приблизно буде дорівнювати  $x \approx e(1 - \cos \alpha)$ .

На рис. 3.17 показана радіально-поршнева регульована гідромашина з точечним контактом «метал по металу» між сферичними головками поршнів 6 і ведучими кільцями 5 статора. Контактні навантаження в цій парі обмежують максимальний тиск до  $p_{нmax} \approx 16$  МПа.

Зміна подачі на ходу здійснюється зміною ексцентриситету  $e \leq e_{max}$ . Для цього корпус 2, усередині якого на підшипниках 1 розташований обертовий статор 3 з кільцями 5, виконаний скільзящим у направляючих 19. Перехід центра статора  $O'$  через центр ротора  $O$  призводить до зміни напрямку подачі насоса чи до зміни напрямку обертання в режимі гідромотора. Завдяки вільному обертанню статора зменшується тертя при повільному ковзанні головок поршнів по кільцях 5. Конічна форма кілець 5 змушує поршні при цьому обертатися, що також знижує тертя і, отже, зменшує знос при їхньому ковзанні в циліндрах.

Розподіл рідини виконується цапфою 12 із прорізами 15 і 8 і перемичками 18, на якій обертається ротор, центрируємі підшипниками 9. При обертанні кожен циліндр половину обороту з'єднаний вікном 7 із прорізом 15, а іншу половину із прорізом 8. Осьові отвори 14 і 10 з'єднують прорізи з підводящою 11 і відводящою 13 магістралями.

Щоб уникнути прогину цапфи 12 під дією односторонніх сил тиску, а також щоб уникнути

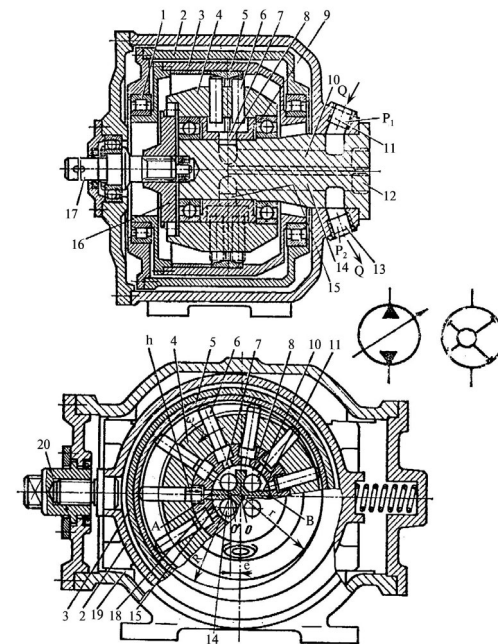


Рис. 3.17 Радіально-поршневий регульований насос із точечним контактом поршнів і статора

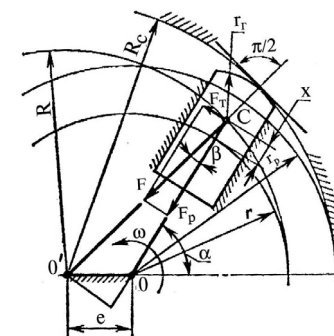


Рис. 3.18 Кінематична і силова схема радіально-поршневої гідромадини

розкриття зазору між цапфою і блоком циліндрів 4 застосовують гідростатичне розвантаження цапфи. Поршні висуваються з циліндрів під дією відцентрових сил і тиску рідини. Для зменшення навантаження в місці контакту поршнів 6 і кілець 5, площу поршнів прагнуть зробити меншою, а їхнє число - якмога більшим. Одночасно це сприяє вирівнюванню подачі і зменшенню радіальних габаритних розмірів завдяки зменшенню ходу  $h$  при заданому значенні  $q_m$ . Питому теоретичну подачу  $q_m$  (за один оборот вала) можна обчислити по формулі (2.43). Дійсну продуктивність насоса  $Q$ , що має частоту обертання  $n$  приводного вала 5 можна знайти по формулі (3.44) після підстановки значення  $q_m = \frac{\pi d^2}{4} l z$ .

$$Q = \eta_0 q_T \eta = \eta_0 \frac{\pi d^2}{4} 2 e z n = \frac{\pi d^2}{4} \eta_0 e z n, \quad (3.47)$$

де  $\ell = 2e$  повний хід поршня;  $e$  - ексцентриситет;  $z$  - число поршнів (плунжерів);  $d$  - діаметр поршня (плунжера).

З рівняння (3.47) випливає, що продуктивність насоса можна регулювати не тільки за рахунок зміни частоти обертання вала, але і за рахунок зміни величини ексцентриситету  $e$ . Якщо статор 1, встановлений у корпусі насоса на направляючих (рис. 3.17, 3.18), перемістити вліво так, щоб вертикальні осі статора і ротора насоса збіглися ( $e = 0$ ), то продуктивність стане рівної нулю ( $Q = 0$ ). При можливості зсуву статора в обидва боки від осі ротора з'являється можливість реверса напрямку потоку робочої рідини.

Гідромотори високомоментні радіально-поршневі МР використовуються для обертання механізмів будівельних, дорожніх, вантажопідйомних і інших машин. Достоїнством таких гідромоторів є одержання великих крутящих моментів, ( $M = 200 \dots 3000$ , Нм) при малій частоті обертання вала ( $n = 0,016 \dots 2,16$  с<sup>-1</sup>), що дає можливість безпосереднього з'єднання вала гідромотора з робочим органом машини (колесом, лебідкою, ходовим гвинтом і ін.) без застосування редукторів чи коробки зміни передач. Завод «Будгідравліка», м. Одеса виготовляє 7 типорозмірів таких гідромашин: МР-45, МР-700, МР-1100, МР-1800, МР-2800, МР-4500 і МР-7000, що забезпечує одержання мінімальної частоти обертання вала гідромотора  $n_{\min} = 0,016 \dots 0,026$  с<sup>-1</sup> і номінальною частотою обертання від  $n_{\text{ном}} = 0,5$  с<sup>-1</sup> (МР-7000) до  $n_{\text{ном}} = 2,16$  с<sup>-1</sup> (МР - 450) при відповідних значеннях  $q_T = 7000$  см<sup>3</sup>/об і  $q_T = 450$  см<sup>3</sup>/об. Ці гідромотори можуть працювати при  $p_{\text{ном}} = 21$  МПа і  $p_{\max} = 25$  МПа.

### 3.3.5 Пластинчасті гідромашини

Завдяки малим габаритним розмірам, зручності пристосування і високому ККД пластинчасті гідромашини широко застосовуються у гідроприводах різного

призначення. Особливо поширені пластинчасті нерегульовані насоси дворазової дії для тисків 7-14 МПа, що відрізняються великою надійністю.

Основними частинами найпростішого пластинчастого насоса однократної дії (рис. 3.19) є обертовий ротор 1, розміщений з ексцентриситетом  $e$  в нерухомому кільці статора 2.

У пазах ротора знаходяться пластини 3, здатні при обертанні переміщатися радіально. Їхні зовнішні кінці скочують по колу  $R_c$  статора. У статорі прорізані вікна 4 і 5, з'єднані з підводящими і відводящими магістралями. Дуги перемичок між вікнами 4 і 5 відповідають кутовому кроку між пластинами  $\frac{2\pi}{z}$  (де  $z$  - число пластин).

Робочий об'єм пластинчастої гідромашини визначається радіусом статора  $R_c$  і активним радіусом  $r_a$  ротора, зв'язаних співвідношенням  $R_c - r_a = e$ . Радіус  $r_a$  більше радіуса  $r$  ротора на величину мінімального зазору між ротором і статором проти мертвої точки Б.

Коли об'єм між двома сусідніми пластинами знаходиться проти нижньої мертвої точки Б, він мінімальний; при перебуванні проти верхньої мертвої точки А - максимальний. За один оборот ротора з області з тиском  $p_1$  в область з тиском  $p_2$  переноситься  $z$  об'ємів, характеризуємо різницею максимальної  $abb'a'$  і мінімальної  $cdd'c'$  площ між пластинами (рис.3.19). Приблизно різницю цих площ можна представити як ділянка кільця  $fgg'f'$  із середнім радіусом  $R = R_{cp} = r_a + e$  і шириною  $2e$ , за винятком товщини пластини  $\delta$ . Тоді максимальний об'єм між пластинами буде дорівнювати:

$$q_k = (fgg'f')b = [(2\pi R / z - \Delta)2eb],$$

де  $b$  - ширина статора, м.

При цьому теоретична подача машини за один оборот вала буде дорівнювати:

$$q_T = q_{kz} = 2eb(2\pi R - \Delta z). \quad (3.48)$$

Для точного визначення об'єму  $q_T$  варто розглядати істинні максимальну  $abb'a'$  і мінімальну  $cdd'c'$  площі, що характеризують об'єм, передвигаємий з області з тиском  $p_2$  в область з тиском  $p_1$  через перемичку в області точки Б. Уточнений вираз робочого об'єму має вигляд

$$q_T = 2eb(k2\pi R_{cp} - \delta z) \quad (3.49)$$

де  $k$  - коефіцієнт уточнення, одержуваний виходячи з точного закону переміщення пластин при обертанні ротора:

$z$	3	5	7	9	11
$k$	0,827	0,936	0,968	0,980	0,986

Якщо порожнини 6 під пластинами з'єднані при вдвиганні пластин з вікном

**Гальмові й амортизаційні рідини** є особливою групою рідких робочих середовищ для гідравлічних систем. Перші з них використовують як робочу рідину гідроприводу гальмової системи автомобіля й у ходових системах сільськогосподарської техніки, другі - як рідке середовище в телескопічних і ричажно-кулачкових амортизаторах автомобілів, а також у телескопічних стійках.

Основне призначення **гальмової рідини** - передача енергії від головного гальмового циліндра до колісних циліндрів, що притискають гальмові накладки до гальмових дисків чи барабанів.

Робочий тиск у гідроприводі гальм досягає 10 МПа, а температура гальмової рідини в дискових гальмах піднімається до 150-190 °С. У результаті постійних коливань температури в гальмову систему через гумові ущільнення проникає атмосферна волога. При цьому гальмова рідина «воложиться», і, відповідно, знижується її температура кипіння.

Якщо в процесі експлуатації температура кипіння гальмової рідини стає нижче 150 °С, то при високих швидкостях руху й інтенсивних гальмуваннях створюється небезпека її «закипання». При цьому в рідині виділяються пухирці газу і пари, утворюються парові пробки, що може привести до відмовлення гальм і можливості аварії.

Температура кипіння гальмової рідини - найважливіший показник, що визначає гранично припустиму робочу температуру гідроприводу гальм.

При експлуатації внаслідок обводнювання температура кипіння гальмової рідини неминує знижується, тому поряд з температурою кипіння «сухої» гальмової рідини визначають температуру кипіння «звложеної» рідини, що містить 3,5 % води.

Температура кипіння «звложеної» рідини побічно характеризує температуру, при якій рідина буде «закипати» через 1,5-2 роки її роботи в гідроприводі гальм автомобіля.

В останні роки основним напрямком у поліпшенні якості гальмових рідин було збільшення температури кипіння, особливо в «звложеному» стані.

Гальмові рідини повинні мати гарні в'язкісно-температурні характеристики, антикорозійні, змазуючими властивостями, достатньою сумісністю з гумовими ущільненнями, стабільністю при високих і низьких температурах.

Сучасні гальмові рідини являють собою суміші різних ефірів з низькомолекулярними полімерами з додаванням антикорозійних і антиокисних присадок.

**Гальмова рідина «Нева»** працездатна при температурі навколишнього повітря -40...+45 °С. Застосовують у гідроприводі гальм і зчеплень старих моделей вантажних і легкових автомобілів (випуску до 1985 р.). Строк служби - не більш одного року.

**Гальмова рідина «Томь»** має кращі експлуатаційні властивості, чим «Нева», більш високу температуру кипіння. Сумісна з «Невою» при змішуванні в

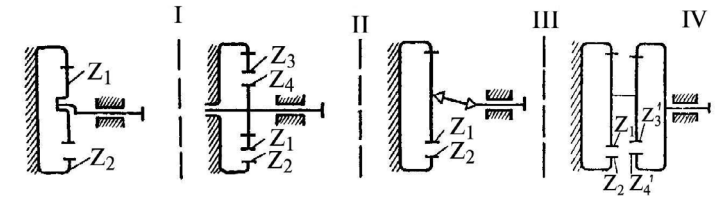


Рис. 3.30 Кінематичні схеми планетарних гідромоторів

У залежності від способу перетворення складного плоскопланетарного руху ротора в концентричне обертання вихідного вала кінематичні схеми планетарних гідравлічних машин можуть бути чотирьох типів (рис. 3.30), що відрізняються перетворюючим механізмом.

У ГМ першої кінематичної схеми планетарний рух ротора перетворюється в концентричне обертання вихідного вала за рахунок кривошипного механізму. Робочий об'єм такого гідромотора визначається по формулі:

$$q_m' = 2eb\pi D_{e2} \frac{Z_1}{Z_2}, \quad (3.61)$$

де  $e$  - ексцентриситет;  $b$  - ширина ротора;  $D_{e2}$  - діаметр виступів направляючої;  $Z_1$  і  $Z_2$  - відповідно число зубів ротора і статора.

У ГМ схеми II за рахунок додаткового евольвентного зачеплення  $Z_3 = Z_4$ , розміщеного в одній площині з зачепленням кругового профілю, робочий об'єм

$$q_m'' = \frac{2eb\pi D_{e2} Z_2}{i}, \quad (3.62)$$

де  $i$  - передатне відношення евольвентного зачеплення;

$$i = 1 + \frac{Z_1(Z_3 - Z_2)}{Z_4} \quad (3.63)$$

У ГМ схеми III - за рахунок рухливої муфти. У ГМ IV - за рахунок додаткової зубчастої пари внутрішнього зачеплення, сателіт якої з'єднаний з ротором.

При цьому

$$q_m''' = 2eb\pi D_{e2} Z_2; \quad q_m^{IV} = 2eb\pi D_{e2} Z_2 i \quad (3.64)$$

де  $Z_3'$  і  $Z_4'$  - число зубів додаткової зубчастої пари.

$$i = \frac{Z_4'}{Z_1(Z_4' - Z_3') - Z_2} \quad (3.65)$$

ГМ в залежності від кінематичної схеми, по якій вони зібрані, при тих самих параметрах ротора відрізняються робочими характеристиками. Це пояснюється тим, що витрата рідини за один оборот вихідного вала в машинах I схеми менше, ніж у II; у II менше, ніж у III, а в III менше, ніж у IV. У машині I схеми за один

оборот вала ротор робить одне обкатування по направляючій (тобто відбувається один цикл), у ГМ схеми II-  $Z_1 / 2$  циклів, у машині III схеми здійснюється  $Z_1$  циклів, а в машині схеми IV -  $Z_1 u$  циклів, причому  $u > 1$ .

Планетарні ГМ першої схеми відносяться до швидкохідних низькомоментних ГМ, ГМ - II, III і IV схем - до тихохідних високомоментних машин.

При виробництві планетарних ГМ знаходять застосування всі чотири описані вище кінематичні схеми з різними відомими і знову створеними пристроями розподілу рідини: клапанним, золотниковим і безпосередньо самим ротором.

Сполучення кожного виду розподілу з тією чи іншою кінематичною схемою, що відрізняються перетворюючим механізмом складного плоскопаралельного руху ротора в концентричне обертання вала, дає новий варіант планетарної гідромашини.

Регулювання частоти обертання вала гідромотора здійснюється найчастіше зміною об'єму рідини поступаючої від насоса. У загальному випадку теоретична продуктивність насоса

$$Q_H = q_H n_H e_H, \quad (3.65)$$

а витрата рідини в гідромоторі

$$Q_M = q_M n_M e_M, \quad (3.66)$$

де  $q_H, q_M$  відповідно робочий об'єм насоса і гідромотора при максимальній величині регулювання;  $n_H, n_M$  - відповідно частота обертання вала насоса і гідромотора;  $e_H, e_M$  - параметри регулювання насоса і гідромотора.

Величини  $q$  і  $e$  для насоса і гідромотора залежать від конструктивних особливостей їх устаткування.

Припускаючи, що  $Q_H = Q_M$ , можна записати

$$i = \frac{n_H}{n_M} = \frac{q_M e_M}{q_H e_H} \quad (3.67)$$

тобто, передаточне відношення привода залежить від параметрів регулювання насоса і гідромотора і від відношення робочих об'ємів.

В даний час промисловістю освоєне виробництво ряду конструкцій планетарних гідромоторів і гідрообертачів, серед яких найбільш розповсюдженими є ИРТ-14.200, ГПР-Ф, ГВТ-6300 і ін. Конструкція планетарного гідромотора ИРТ-14.200 приведена на (рис. 3.31). Його конструктивне виконання відрізняється від гідрообертача ГВТ-6300 наявністю вихідного вала, його концентричним обертанням відносно корпусу гідромотора, розподілом робочої рідини, здійснюваним золотниковим пристроєм плоского типу. Основний вузол гідромотора - силовий блок, що складається з вала, розподільника, шестірні ротора з роликками і щоки. Шпонка зв'язує розподільник і шестірню в єдиний вузол. Осьове фіксування цих деталей (шестірні і розподільника) здійснюється затягуванням щоки, що зв'язана з валом різьбовим сполученням. Таке положення щоки фіксується штифтом 4. Ви-

Група В (група НМ по ISO) - добре очищені масла з антиоксидними, антикорозійними і противозносними присадками. Призначені для гідросистем, що працюють при тиску понад 25 МПа і температурі масла понад 90 °С.

Таблиця 2. Класи в'язкості гідравлічних масел

Клас в'язкості	Кінематична в'язкість при 40 °С, мм <sup>2</sup> /с	Клас в'язкості	Кінематична в'язкість при 40 °С, мм <sup>2</sup> /с
5	4,14-5,06	32	28,80-35,20
7	6,12-7,48	46	41,40-50,60
10	9,00-11,00	68	61,20-74,80
15	13,50-16,50	100	90,00-110,00
22	19,80-24,20	150	135,00-165,00

В маслах всіх зазначених груп можуть бути введені загущуючі (в'язкостні) і антипінні присадки.

Загущені в'язкостними полімерними присадками гідравлічні масла відповідають групі HV по ISO 6743/4.

У таблиці 3 приведені позначення гідравлічних масел. Крім чисто гідравлічних масел включені масла марок «А», «Р», МГТ, віднесені до категорії трансмісійних масел для гідромеханічних передач. Однак завдяки високому індексу в'язкості, гарним низькотемпературним і експлуатаційним властивостям і через відсутність гідравлічних масел такого рівня в'язкості вони також використовуються в гідрооб'ємних передачах і гідросистемах навісного устаткування наземної техніки.

Таблиця 3 Умовне позначення гідравлічних масел

Умовне позначення масел	Товарна марка	Умовне позначення	Товарна марка
МГ-5-Б	МГЕ-4А, ЛЗ-МГ-2	МГ-22-В	“Р”
МГ-7-Б	МГ-7-Б, РМ	МГ-32-А	“ЭШ”
МГ-10-Б	МГ-10-Б, РМЦ	МГ-32-В	А, МГТ
МГ-15-Б	АМГ-10	МГ-46-В	МГЕ-46В
МГ-15-В	МГЕ-ЮА, ВМГЗ	МГ-68-В	МГ-8А-(М8-А)
МГ-22-А	АУ	МГ-100-Б	ГЖД-14с
МГ-22-Б	АУП		

Деякі давно розроблені гідравлічні масла, що випускаються, за значенням в'язкості нестрого відповідають класу по класифікації, позначеної ДСТ 17479.3-85, а займають проміжне положення. Наприклад, масла ГТ-50, має в'язкість при 40 °С 17-18 мм<sup>2</sup>/с, знаходиться в ряді класифікації між 15 і 22 класами в'язкості.

По в'язкостним властивостях гідравлічні масла умовно поділяються на наступні:

- малов'язкі - класи в'язкості з 5 по 15;
- середньов'язкі - класи в'язкості 22 і 32;
- в'язкі - класи в'язкості з 46 по 150.



хімічною стабільністю, що забезпечують тривалу беззмінну роботу рідини в гідросистемі;

- захищати деталі гідроприводу від корозії;
- володіти гарною фільтруємністю;
- мати необхідні деаерируючі, деемульгируючі і антипінні властивості;
- охороняти деталі гідросистеми від зносу;
- бути сумісними з матеріалами гідросистеми.

Більшість масових сортів гідравлічних масел виробляють на основі добре очищених базових масел, одержуваних з рядових нафтових фракцій з використанням сучасних технологічних процесів екстракційного і гідрокаталітичного очищення.

Фізико-хімічні й експлуатаційні властивості сучасних гідравлічних масел значно поліпшуються при введенні в них функціональних присадок-антіокисних, антикорозійних, протизноєних, антипінних, в'язкісно-температурних і ін.

У складі гідравлічних масел украй небажана наявність механічних домішок і води. Унаслідок дуже малих зазорів робочих пар гідросистем (особливо, оснащених аксально-поршневыми механізмами) наявність забруднень може привести не тільки до зносу елементів гідроустаткування, але і до заклинювання деталей. Для очищення робочої рідини від забруднень у гідросистемах застосовують фільтри різних типів. Навіть незначна кількість (0,05...0,1 %) води негативно впливає на роботу гідросистем. Вода, що попадає в гідросистему у процесі експлуатації, прискорює процес окислювання робочої рідини, викликає гідроліз гідролітично нестабільних компонентів масла (зокрема, присадок-солей металів). Продукти гідролізу присадок викликають електрохімічну корозію металів гідросистеми. Вода сприяє утворенню шламу неорганічного й органічного походження, що забиває фільтри і зазори устаткування, тим самим порушуючи роботу гідросистеми.

#### **Система позначення гідравлічних масел**

Прийнята у світі класифікація мінеральних гідравлічних масел заснована на їхній в'язкості і наявності присадок, що забезпечують необхідний рівень експлуатаційних властивостей. Позначення вітчизняних гідравлічних масел складається з груп знаків, перша з яких позначається буквами «МГ» (мінеральне гідравлічне), друга - цифрами і характеризує клас кінематичної в'язкості, третя - буквами і показує на приналежність масла до групи експлуатаційних властивостей. За ДСТ 17479.3-85 (аналогічно міжнародному стандарту ISO 3448) гідравлічні масла за значенням в'язкості при 40 °С поділяються на 10 класів (табл. 2).

У залежності від експлуатаційних властивостей і складу (наявності відповідних функціональних присадок) гідравлічні масла поділяють на групи А, Б і В.

Група А (група НН по ISO) - нафтові масла без присадок застосовувані в малонагружених гідросистемах із шестеренними чи поршневыми насосами, що працюють при тиску до 15 МПа і максимальній температурі до 80 °С.

Група Б (група НЛ по ISO) - масла з антиоксидантними, антикорозійними присадками. Призначені для середньо напружених гідросистем з різними насосами, що працюють при тисках до 25 МПа і температурі масла понад 80 °С.

сота ротора і роликів менше висоти шестірні, тому ротор (з роликом) може обертатися навколо шестірні без заїдання.

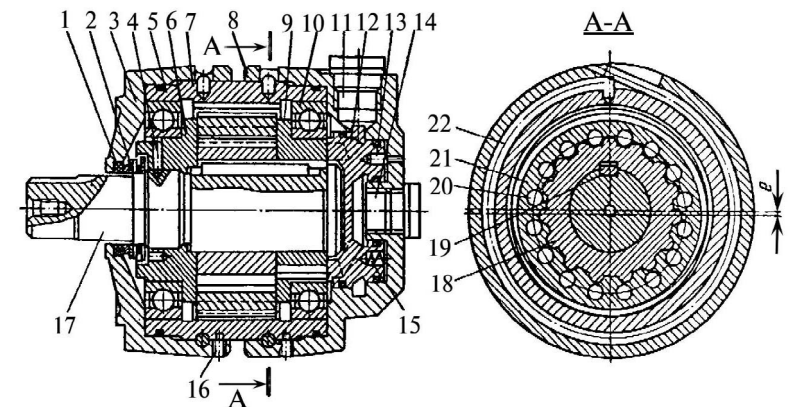


Рис. 3.31 Планетарно-роторний гідромотор ИТР-14.200: 1 і 2 – ущільнювачі; 3 і 8 – кришки; 4 і 13 – штифти; 5 і 10 – шарикопідшипники; 6 – щока; 7 – корпус; 9 – розподільник; 11 і 14 – порожнини; 12 – золотник; 15 – пружина; 16 і 22 – стопори; 17 – вал; 18 – шестірня, 19 – шпонка; 20 – ролики; 21 – ротор.

Силовий блок за допомогою шарикопідшипників 5 і 10 встановлюється в корпус. Компенсація планетарного руху ротора виконується за допомогою внутрішнього зубчатого зачеплення, утвореного охоплюваною (зовнішньої) поверхнею ротора і охопленою (внутрішньої) поверхнею корпуса. Осьове переміщення силового блоку обмежується передньої 3 і задньої 8 кришками. У задній кришці 8 установлений золотник, що своїми проточками з'єднаний з порожнинами 11 і 14 підводу (відводу) робочої рідини. Піджиму золотника до розподільника в момент пуску (відсутність тиску в робочих порожнинах) здійснюється пружиною. З задньою кришкою 8 золотник зв'язаний штифтом 13. Кріплення кришок гідромотора за допомогою стопорів 22 і штифта 13 дозволяє зробити установку фази розподілу шляхом повороту кришок відносно корпуса. Після установки фази розподілу, кришки фіксуються стопором 16. Ущільнювачі 1 і 2 служать для запобігання витоків по валу.

Як усі роторні ГМ, гідромотор ИТР-14.200 реверсивний. Зміна напрямку обертання вихідного вала гідромотора здійснюється зміною напрямку руху робочої рідини.

Розглянута конструкція гідромотора була прийнята за основу при створенні уніфікованого ряду планетарно-роторних гідромоторів.

Одна з переваг цього типу гідромоторів - порівняно низька металоємність. Наприклад, питома маса планетарних гідромоторів на одиницю робочого об'єму складає  $7,5 \cdot 10^{-6}$  кг/л (у кращих плунжерних ГМ -  $1,2 \cdot 10^{-4}$  кг/л).

Гідромотори типу ГПР-Ф дозволяють одержати номінальну частоту обер-

тання вала в межах  $n_{ном} = 150...600 \text{ хв}^{-1}$  при крутячому моменті відповідно,  $M_{кр}^{ном} = 1430...365 \text{ Н м}$ .

У сільськогосподарській техніці також широко застосовують мотори гідралічні планетарні (МГП), а в гідросистемах рульового керування сільськогосподарських і інших машин, що мають максимальну швидкість руху до 50 км/г, застосовують насоси-дозатори моноблочні (НДМ).

**Гвинтові гідромашини** найчастіше застосовують як насоси одnogвинтові чи багатогвинтові. Схема устрою одnogвинтового насоса (мононасоса) представлена на рис. 3.32.

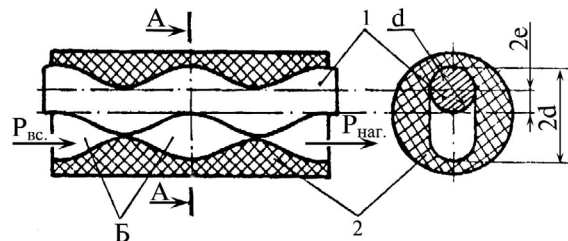


Рис. 3.32 - Конструктивна схема й умовне означення насоса гвинтового типу

Головними частинами мононасоса є його робочі органи - ротор виконаний у виді однозаходного гвинта 1 круглого перетину з нержавіючої сталі і статор 2, що представляє собою гумову товстостінну трубу, внутрішня поверхня якої виконана у вигляді двохзаходної гвинтової поверхні з кроком у два рази більшим, ніж у ротора. Будь-який поперечний переріз гвинта і ротора, перпендикулярний осі його обертання, є колом з діаметром  $d$ , а центри цих кіл лежать на гвинтовій лінії, вісь якої є віссю обертання гвинта. Відстань центра поперечного переріза гвинта від осі обертання називається ексцентриситетом  $e$ . Перетин внутрішньої порожнини статора 2, являє собою овал, що складається з двох півкіл, з'єднаних загальними дотичними. Відстань між центрами півкіл дорівнює чотирьом ексцентриситетам ( $4e$ ). Під час роботи ротор робить складний планетарний рух. Вал насоса обертається навколо своєї осі, а вісь у той же час робить рух по колу з радіусом, рівним ексцентриситету гвинта. Для того, щоб забезпечити ротору можливість робити складні рухи, його з'єднують із приводним валом насоса за допомогою торсионного чи карданного з'єднання. При обертанні ротора між зовнішньою поверхнею гвинта і внутрішньою поверхнею статора утворюється робочі порожнини Б, об'єм яких міняється від нуля до максимуму, при цьому рідина переміщається від однієї замкнутої порожнини до іншої з постійною швидкістю і поступовим наростанням тиску від  $p_{вс}$  на всмоктуванні до  $p_{наг}$  на виході з насоса.

Одним з позитивних якостей одnogвинтових насосів є можливість перекачування води з підвищеним змістом домішок (до 0,2 % по масі), а також застосування в гідротранспортуванні по трубах високов'язких, середовищ, що важко перекачуються, одержуваних у харчових виробництвах і кормових гідросумішах у

швидкістю зворотньо-поступового руху до 0,5 м/с.

Для ущільнення обертових валів гідромашин призначені манжети гумові армовані. Ці манжети застосовують для швидкостей переміщення  $V < 20 \text{ м/с}$ , температури в місці контакту манжети з валом від  $45^{\circ}\text{C}$  до  $150^{\circ}\text{C}$  и надлишковому тиску до 0,05 МПа.

### 3.4.8 Робочі рідини

Розробляючи машини й апарати, приходиться зустрічатися з проблемою вибору робочої рідини, що у гідроприводах в основному виконує функції робочого тіла. Крім того, робоча рідина є мастильним і охолодним агентом пар тертя, середовищем, що видаляє з пар тертя продукти зносу і забезпечує їх від корозії.

У деяких типах гідросистем рідина виконує основну функцію, але не є робочим тілом.

У системах змащення їх називають – маслами; у системах охолодження – охолодними чи мастильно-охолодними рідинами (МОП); у гідроприводах гальм – гальмовими рідинами.

Гідралічні масла (гідралічні рідини для гідралічних систем) розділяють на нафтові, синтетичні і водно-гліколеві. По призначенню їх поділяють відповідно до області застосування:

- для мобільної наземної, авіа, річкової і морської техніки;
- для гідрогазових і амортизаторних пристроїв різних машин;
- для гідроприводів, гідропередач і циркуляційних масляних систем різних агрегатів, машин, механізмів складових устаткування різних підприємств.

Основна функція робочих рідин для гідроприводів – передача механічної енергії від її джерела до місця використання зі зміною значення чи напрямку прикладеної сили.

Гідропривід не може діяти без рідкого робочого середовища, що є необхідним конструкційним елементом будь-якої гідралічної системи. У постійному удосконалюванні конструкції гідроприводів відзначаються наступні тенденції:

- підвищення робочих тисків і зв'язане з цим розширення верхніх температурних меж експлуатації робочих рідин;
- зменшення загальної маси привода або збільшення відношення переданої потужності до маси, що обумовлює більш інтенсивну експлуатацію робочої рідини;
- зменшення робочих зазорів між деталями робочих органів, що посилює вимоги до чистоти робочої рідини.

З метою задоволення вимог, продиктованих зазначеними тенденціями розвитку гідроприводів, сучасні робочі рідини (гідралічні масла) повинні мати визначені характеристики:

- оптимальний рівень в'язкості і гарні в'язкості на - температурні властивості в широкому діапазоні температур, тобто високий індекс в'язкості;
- відрізнятися високим антиокисним потенціалом, а також термічною і

$$\delta = \frac{\rho(d+m)}{2\delta n}, \quad (3.84)$$

де  $m = 0,3$  – відхилення по діаметру трубопроводу, мм;  $n = 0,9$  – коефіцієнт враховуючий відхилення по товщині стінки трубопроводу.

Для розрахунку товстостінного трубопроводу ( $i > 16$ ):

$$\sigma_p = p \frac{d^2 + 2\delta + 2\delta^2}{2\delta(d - \delta)}, \quad (3.85)$$

Мінімальна товщина стінки для цього трубопроводу

$$\delta_{min} = \frac{d}{2} \left( \sqrt{\frac{\sigma_p + p}{\sigma_p - p}} - 1 \right), \quad (3.86)$$

З'єднання окремих трубопроводів між собою із гідроагрегатами бувають різьбовими, фланцевими, швидко роз'ємними, за допомогою гнучких рукавів і інш. Нарізні сполучення розділяють на з'єднання по зовнішньому конусу, по внутрішньому конусі із ущільнювальними гумовими кільцями. Фланцеві з'єднання трубопроводів застосовують, як правило, для труб діаметром  $d > 40$  мм.

У сільськогосподарському машинобудуванні використовують трубопровідну арматуру з шароподібним ніпелем і штуцером з кутом конуса  $60^\circ$ . Гідравлічна трубопровідна арматура обіймає: гідроарматуру сполучення лінійна і кутова, муфти запірні і розривні, клапани заповільні, сапуни, рукава середнього і високого тиску, заглушки захисні.

**Запірні муфти** призначені для автоматичного запирання заповнених маслом порожнин гідравлічних агрегатів і шлангів (гнучких рукавів), що раптово від'єднуються від напірних гідролій.

**Розривні муфти** призначені для автоматичного роз'єднання і запирання шлангів при виникненні аварійних розтяжних зусиль.

**Клапани заповільні** забезпечують вільний пропуск робочої рідини в одному напрямку і дроселюють її при русі в зворотному напрямку.

**Рукава середнього і високого тиску** застосовують для з'єднання труб, осі яких не збігаються чи для з'єднання гідроагрегатів, що мають значні відносні переміщення щодо трубопроводу чи один одного.

Для надійного ущільнення всіх рухомих і нерухомих елементів гідроапаратів і гідравлічної трубопровідної арматури широко використовують ущільнення у виді кілець круглого перетину і манжет.

Резинові кільця круглого перетину не складні по конструкції і надійні в експлуатації. Вони призначені для ущільнення деталей нерухомих і рухомих з'єднань зі зворотно-поступальним переміщенням зі швидкістю до  $0,3$  м/с, при тиску до  $20$  МПа, у діапазоні температур від  $-50$  до  $100^\circ\text{C}$ .

Манжети гумові зменшеного перетину призначені для ущільнення поршнів і штоків гідроциліндрів різних гідравлічних пристроїв, що працюють при тиску до  $10$  МПа, а з застосуванням у манжеті захисних кілець при тиску до  $50$  МПа, зі

тваринництві з відносною вологістю  $W \geq 70\%$ . Для означених цілей широко застосовують одnogвинтові насоси: 1В-20/3, 1В-20/5, 1В-20/10 ( $Q = 20$  м<sup>3</sup>/г і  $p_{max} = 3; 5; 10$  ат), а в харчових виробництвах - 1В12/10Х ( $Q = 3...10$  м<sup>3</sup>/г,  $p_{наг} = 10$  ат); 1В50/5Х ( $Q = 8...25$  м<sup>3</sup>/г,  $p_{наг} = 5$  ат). Гвинтові насоси мають досить високий ККД ( $\eta_{max} = 0,75$ ) і велику висоту усмоктування  $h_{ec} \leq 6$  м, величина яких у значній мірі залежить від реологічних властивостей гідросуміші, що перекачується.

Найбільш широке поширення одержали трьохгвинтові насоси для перекачування рідин, що володіють змазуючою здатністю, при відсутності абразивних домішок. Схема робочої частини трьохгвинтового насоса показана на рис. 3.33. Сталеві гвинти ведучий 1 і відомі 2 укладені в обойму 3. Нарізка гвинтів двохзаходна з циклоїдним зачепленням з діаметром основного кола ведучого гвинта  $d$ , зовнішнім діаметром гвинта  $D = 5d/3$ , внутрішнім діаметром нарізки відомого гвинта  $d_1 = d/3$  і шагом гвинтової різьби  $t = 10d/3$ . Середній гвинт 1 обертається від приводного двигуна, а разом з ним під тиском рідини, що перекачується, обертаються відомі гвинти 2. Знаходячись у зачепленні, гвинти утворюють ізольовані камери, що при їхньому обертанні переміщуються поступально, у результаті чого рідина переноситься з області усмоктування в область нагнітання.

Подачу насоса ( $Q$ , м<sup>3</sup>/хв), для описаних гвинтів, можна визначити по формулі:

$$Q = \frac{3\pi n}{16} \eta_0 (D^2 - d^2), \quad (3.68)$$

де  $n$  - частота обертання ведучого гвинта, хв<sup>-1</sup>;  $\eta_0$  - об'ємний ККД насоса.

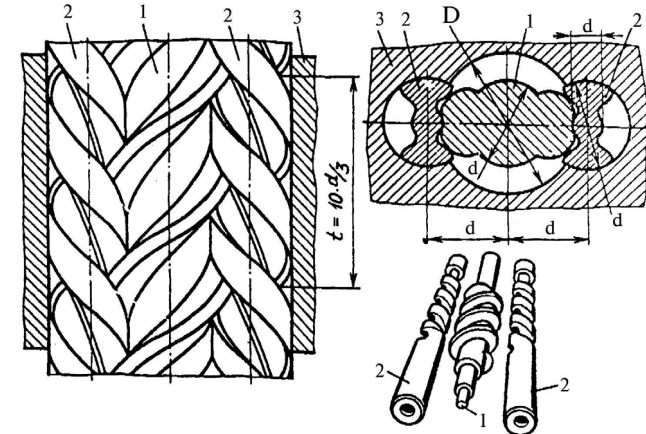


Рис. 3.37 – Конструктивна схема трьохгвинтового насоса

Випускаються насоси з подачею від  $0,3$  до  $800$  м<sup>3</sup>/г при тиску нагнітання  $0,5...25$  МПа і ККД  $60...80\%$ . Перевагою гвинтових гідромашин є мала нерівномірність подачі, відсутність пульсацій тиску і безшумність у роботі.

### 3.4 Гідравлічні агрегати і пристрої

#### 3.4.1 Загальні визначення

Гідроагрегати призначені для керування роботою гідроприводу за рахунок впливу на потік рідини зі зміною напрямку його руху, тиску чи витрати. Для конструкції будь-якого гідроагрегата характерна наявність запірною чи запірно-регулюючого пристрою, що по конструкції може бути золотниковим, крановим чи клапанним. По способу зовнішнього впливу на запірно-регулюючі елементи гідроагрегати підрозділяються на:

регульовані, коли розмір робочого перетину для проходу рідини можна змінити в процесі роботи агрегата, чи настройкою. До регулюючого відносяться клапани тиску (напірні, редуційні й ін.), регулятори витрати, дроселюючи розподільники, дроселі і т.п.

По способу приєднання розрізняють гідроагрегати трубного приєднання, стикові, модульні і що вбудовуються.

Приєднувальні отвори гідроагрегатів позначають прописними буквами латинського алфавіту: Р - отвір для входу робочої рідини під тиском; А и В - отвору для приєднання до інших гідропристроїв; Т - отвір для виходу робочої рідини в гідробак; Х, У - отвори потоку керування; L - дренажний отвір. Головним розміром гідроагрегата є умовний прохід. Типорозмірні ряди всіх гідроагрегатів, будуються по їхнім умовних проходах. До основних параметрів гідроагрегатів відносяться номінальний тиск, номінальна витрата робочої рідини і втрати тиску  $\Delta p_{\text{ном}}$  при проходженні через агрегат номінальної витрати рідини.

**Під номінальним тиском**  $p_{\text{ном}}$  розуміють найбільший надлишковий тиск робочої рідини, що надходить на вхід агрегату, при якому він повинний працювати протягом установленого терміну служби (ресурсу) зі збереженням параметрів у межах установлених норм.

**Під номінальною витратою** рідини гідроагрегата розуміють витрату рідини при економічно прийнятній величині втрат тиску на гідроагрегаті і проходженні через нього рідини з визначеною в'язкістю.

#### 3.4.2 Гідророзподільники

Гідравлічним направляючим розподільником називають гідроагрегат, що виконує пуск, зупинку і зміну напрямку потоку робочої рідини в двох чи більше гідролініях у залежності від наявності зовнішнього направляючого впливу.

Основними конструктивними елементами направляючого розподільника будь-якої конструкції є корпус 1 і запірний елемент 2 (рис. 3.38).

Розподільники розділяють по конструкції запірного елемента 2 на золотникові, кранові і клапанні; по числу зовнішніх ліній на дволінійні, трилінійні, чотирилінійні (рис. 3.38 лінії Р, А, В, Т) і т.д.; по виду керування на розподільники з ручним, механічним, електричним, гідравлічним і іншими видами керування; по

нання. У гідроприводах застосовують сталеві безшовні холоднодеформовані труби, холодно – і тепло деформовані, а також мідні при тиску до 10 МПа.

Трубопроводи, крім навантажень від дії тиску, вібрації і температури, іспитують додаткові навантаження внаслідок монтажних напруг, що виникають у результаті виробничих відхилень від норм точності виготовлення труб, а також точності розташування місць їхньої установки, тому зібрану гідромережу необхідно випробувати на міцність під спробним тиском рідини, прийнятим рівним  $P_{\text{исп}} > 1,5P_{\text{ном}}$  і перевірити герметичність усіх з'єднань при максимальному тиску.

**Розрахунок трубопроводів** роблять виходячи з об'ємної чи масової витрати рідини через живий перетин каналу. Відповідно до цього:

$$Q = fV; m = fV\rho$$

де  $Q$  і  $m$  - об'ємна і масова витрата рідини;  $\rho$  - щільність рідини;  $V$  - швидкість плинину рідини.

При виборі швидкості плинину рідини керуються тим, що підвищення її приводить до збільшення опору і відповідно втрати потужності, а зниження – до збільшення питомої металоємності трубопроводів і арматури.

На підставі практики можна рекомендувати для трубопроводів напірних магістралей наступні швидкості плинину рідини в залежності від тиску [ ].

p, МПа	5	10	150	200
V, м/с	3,0	4,5	5,5	6,0

Для усмоктувальних трубопроводів швидкість рідини вибирається 0,5-1,5 м/с, причому менше значення приймають для трубопроводів малого (10-20мм) перетину. Швидкість рідини у трубопроводах зливальних магістралей звичайно обмежують 2...2,5 м/с.

Розрахунок на подовжній розрив прямих тонкостінних трубопроводів може бути зроблений по формулі:

$$[\sigma_p] = \frac{p_{\text{max}} d}{2\delta}, \quad (3.83)$$

де  $[\sigma_p]$  – допустиме напруження матеріалу трубопроводу при розтяганні (по колу) для сталевих трубопроводів  $[\sigma_p] = 100...180 \text{ МН/м}^2$ , для труб з кольорових металів і сплавів  $[\sigma_p] = 80...100 \text{ МН/м}^2$ ;  $p_{\text{max}}$  - максимальний тиск рідини, кг/см<sup>2</sup>;  $D$  і  $\delta$  - зовнішній діаметр і товщина стінки труби, см.

Під тонкостінними розуміють трубопроводи, у яких задовольняється умова:

$$i = \frac{d}{\delta} \leq 16, \quad \frac{d}{d_{\text{вн}}} \leq 1.7$$

де  $d_{\text{вн}}$  - внутрішній діаметр перетину трубопроводу.

Товщину стінки обчислюють по формулі:

новлюють сапун 6 для з'єднання внутрішньої порожнини бака з атмосферою. До складу сапуна входить пневмоклапан і повітряний фільтр.

У корпусі бака встановлені зливальні пробки 8, виконані у виді магнітного уловлювача. Дно бака має ухил  $5...10^\circ$  убік пробок 8, що забезпечує повне спорожнювання бака. У баці між зливальною й усмоктувальною трубами розташована перегородка 9 яка збільшує шлях гарячої робочої рідини в баці. Це поліпшує відділення від робочої рідини повітря і підвищує ефективність її охолодження в теплообміннику 10. З цією ж метою труба зливальної гідролінії має зріз під кутом  $45^\circ$ , спрямований убік стінки бака.

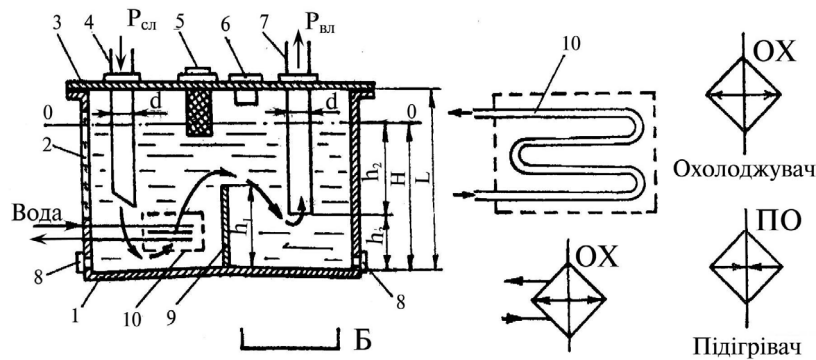


Рис. 3.54 Типова схема й умовні позначки гідробаку і теплообмінника.

Форма бака повинна забезпечувати мінімальний рівень 0-0 масла  $h_2 = 150$  мм над усмоктувальним отвором при роботі агрегату на схилах, а максимальний рівень  $0-0H \leq 0,8L$ ; висота перегородки  $h_1 = 2/3H$ ; глибина занурення труб зливальної й усмоктувальних ліній  $h_2 \geq (2...3)d$ ; зріз усмоктувальної труби повинний відстояти від дна бака на відстані  $h_3 \geq 2d$ . Бак варто встановлювати на машині так, щоб усмоктувальний фланець насоса знаходився над рівнем робочої рідини 0-0 у баці на висоті  $h_{ac} \leq 700$  мм.

Закриті баки найчастіше застосовують як *гідроаккумулятори*, що призначені для акумулювання і повернення енергії робочої рідини, що знаходиться під тиском.

### 3.4.7 Гідравлічні магістралі й ущільнення з'єднань

Подача рідини під робочим тиском від джерела витрати до споживачів і відвід її під зливальним тиском виконується через магістралі (гідролінії), у якості яких служать жорсткі й еластичні, металеві і неметалеві трубопроводи, а також канали, виконані в корпусах гідроагрегатів.

По призначенню гідролінії підрозділяють на усмоктувальні, напірні, зливальні, дренажні і лінії керування.

Для гідроліній використовують металеві труби, гнучкі шланги і їхні з'єд-

числу фіксованих чи характерних позицій запірного елемента на двухпозиційній, трьохпозиційній і т.д.; по числу запірних елементів - на одноступінчатій, двоступінчатій і т.д.

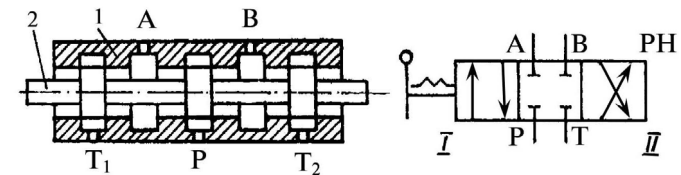


Рис. 3.38 - Конструктивна схема направляючого золотникового розподільника 4/3 і його графічне позначення.

Умовні графічні позначення розподільників будують з позначень окремих елементів і їхніх комбінацій: позицій рухливого запірного елемента, ліній зв'язків, проходів і елементів керування.

У розподільниках дискретної дії робочу (характерну) позицію рухомого запірного елемента зображують квадратом (прямокутником), що вичерчують суцільними основними лініями з указівками зовнішніх ліній (P, A, B, T). Число позицій зображають відповідним числом квадратів, наприклад, трьохпозиційний (рис. 3.38).

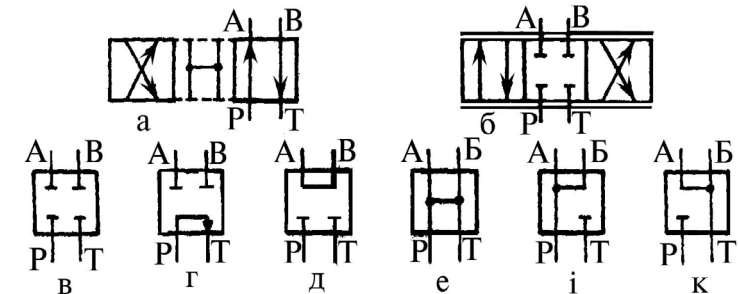


Рис. 3.39 – Умовні позначки елементів розподільників

Проміжні (перехідні) положення рухомого елемента зображують штриховими лініями, проведеними між робочими положеннями, наприклад, проміжне положення (нейтраль) між двома робочими позиціями (рис. 3.39, а). Розподільники безупинної дії зображують аналогічно розподільникам дискретної дії з додаванням двох паралельних ліній, що позначають нескінченну безліч проміжних робочих положень, наприклад, розподільника безупинної дії з двома характерними позиціями (рис. 3.39, б). Розподільники в принципових схемах зображують у вихідній позиції, до якої підводять лінії зв'язку. Проходи (канали) зображують лініями зі стрільцями, що показують напрямок потоків робочого середовища в кожній позиції. Місця з'єднань проходів виділяють крапками (рис. 3.39, е), а закритий прохід зображують тупиковою лінією з поперечною рисою (рис. 3.39, в). Найбільше час-

то що зустрічаються варіанти проходів на квадраті вихідної позиції представлені на (рис. 3.39, в, г, д, е, і, к). Щоб представити принцип роботи розподільника в будь-якій робочій позиції, необхідно думкою в умовній позначці розподільника відповідний квадрат позначення накласти на квадрат вхідної позиції, залишаючи лінії зв'язку в колишньому положенні. Тоді істинні напрямки потоку робочої рідини вкажуть проходи робочої позиції. Види керування розподільниками указують відповідними знаками, що, як правило, виконують у менших розмірах, чим зображення основного рухомого запірнього елемента. У скорочених записях розподільники позначають дробом, у чисельнику якої вказують число ліній (ходів), а в знаменнику число характерних позицій. Наприклад, умовне зображення (рис. 3.38) позначає «Розподільник 4/3» (чотирилінійний, трьохпозиційний) з ручним керуванням.

У гідроприводах сільськогосподарських машин і тракторів знайшли широке застосування гідророзподільники золотникового типу.

Їхня перевага в порівнянні з гідророзподільниками кранового типу полягає у тім, що золотник розвантажений від тиску рідини, потік рідини можна по черзі подавати до декількох споживачів, і в тім, що гідророзподільники цього типу малочутливі до забруднення робочої рідини.

Промисловістю освоєний випуск слідуючих конструкцій, клапанно-золотникових гідророзподільників моноблочного типу: Р-80-2-1-44, Р-80-2-2-44, Р-80-2-1-222, Р-80-2-1-22 Р-80-2-1-444, Р-80-2-2-444, Р-80-2-3-444, Р-160-2-1-222-20, Р-160-2-1-111-10, Р-160-2-1-222-30 і Р-160-2-1-111-20.

Структура умовної позначки гідророзподільників:

Р - розподільник; 80 - номінальний потік, л/хв; 2 - виконання по тиску; 1 - виконання по конструкції; 4 - тип і кількість золотників чи робочих секцій у порядку від переливного клапана.

Гідророзподільники типу Р-80 випускаються в двох виконаннях по тиску: з номінальним тиском 14 і 16 МПа з настроювальним запобіжним клапаном відповідно на тиск 17,5 і 20 МПа.

Устрій і принцип роботи гідророзподільника типу Р-80 показані на рис. 3.40.

У корпусі 4 розміщені два чи три золотники 3, які керують незалежно один від іншого двома чи трьома гідродвигунами, і клапанний пристрій, що забезпечує розвантаження гідросистеми й обмеження тиску робочої рідини.

В корпусі гідророзподільника передбачені отворами для приєднання гідроліній, що йдуть від насоса до гідродвигунів і бака гідросистеми.

Застосовані в гідророзподільнику золотники можуть встановлюватися в залежності від типу в наступні позиції: золотники типу 1, 2 і 3-«Підйом», «Нейтральна», «Опускання примусове» і «Плаваюча»; золотник типу 4 - у ті ж, позиції крім «Плаваюча».

При установці всіх золотників у позицію «Нейтральна» гідролінії, що ведуть до гідродвигунів, перекриваються, а вся робоча рідина, що нагнітається в гідророзподільник, проходить через переливний клапан 12 на злив у бак гідросистеми.

очищення. Для порівняння центрифуги з механічним чи електричним приводом у деяких конструкціях досягають 20 000 об/хв.

**Охолоджувачі рідини.** Різниця між потужністю, споживаної насосом, і корисною потужністю гідродвигунів перетворюється в тепло і робоча рідина в процесі роботи гідроприводу нагрівається. Це особливо відноситься до гідросистем із дросельним регулюванням.

Потужність  $\Delta N$ , що витрачається, у гідросистемі можна визначити як різницю між потужністю насоса  $N_n$  і корисною потужністю споживачів  $N_n$

$$\Delta N = N_n (1 - \eta)$$

де  $\eta$  - повний КПД гідроприводу.

У гідроприводах з насосами невеликих потужностей (менш 6 кВт) робоча рідина охолоджується звичайно без застосування спеціальних охолоджувачів - шляхом теплового випромінювання і конвенційного переносу тепла навколишнім середовищем. Однак при великих потужностях і тривалих режимах роботи гідросистеми необхідно застосовувати для забезпечення необхідних температурних умов охолоджувальні пристрої (теплообмінні пристрої чи охолоджувачі).

Теплообмінники встановлюють, як правило, на зливальних лініях після гідродвигунів, переливних клапанів чи на лініях відводу витоку з гідросистеми, тому що в цих гідролініях перед поверненням у бак рідина має найбільшу температуру.

Теплообмінники повинні підтримувати оптимальну температуру в основних робочих органах гідропередачі. При високій температурі в'язкість рідини знижується і витоки зростають. Якщо температура мала, а в'язкість рідини відповідно велика, зростають механічні втрати.

При надмірному підвищенні температури і зниженні в'язкості рідини виникає перехід до граничного тертя в навантажених парах і їхнє швидке зношування. Прискорюється при цьому зношування гумових елементів, що ущільнюють, і деформування робочої рідини.

З розглянутого видно, що максимальні ККД і довговічність гідропередачі можна одержати при використанні робочої рідини в оптимальному інтервалі в'язкості, що відповідає оптимальному інтервалу температури. Найчастіше оптимальні інтервали складають: для в'язкості  $\nu_{opt} = (0,16-0,25) 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  при температурі  $t_{opt} = 60-40 \text{ }^\circ\text{C}$ . Мінімально припустима в'язкість  $\nu_{min} = (0,04-0,06) 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}$  при максимальній температурі  $t_{max} = 90-80 \text{ }^\circ\text{C}$ . У зазначених граничних умовах роботи гідропередачі використовують тільки короткочасно.

**Гідробаки.** Гідробаком називають гідроємкість призначену для збереження, відстою, очищення й охолодження робочої рідини, а також видалення з неї пухирців повітря і температурної компенсації зміни її об'єму.

Гідробаки бувають двох типів: відкриті - під атмосферним тиском; закриті - із внутрішнім тиском.

На рис. 3.54 представлена типова схема й умовна позначка гідробаку з теплообмінником. Корпус бака 1 з оглядовим вікном 2, закритий кришкою 3. Через кришку 3 у бак входить труба зливальної 4 і усмоктувальної 7 гідроліній. Заливна горловина 5 з фільтром призначена для заповнення бака рідиною. На кришці вста-



дролінії, що відповідає тиску настроювання запобіжного клапана 23.

З позиції «Опускання примусове» золотник типу 2 повертається вручну чи автоматично при досягненні в гідролінії тиску не більш 3 МПа, типу 1, 2 і 4 - після зняття руки з рукоятки керування.

Клапанний пристрій складається з запобіжного і переливного клапанів. Переливний клапан призначений для перепуску робочої рідини на злив при перебуванні всіх золотників у позиції «Нейтральна» чи «Плаваюча». Коли який-небудь золотник виявляється затриманим у позиції «Підйом» чи «Опускання примусове», при цьому зростає тиск у гідролінії і приводить до відкриття запобіжного і, унаслідок цього, переливного клапана.

У гідророзподільнику, призначеному для роботи в гідросистемі, що містить регулятор глибини обробки ґрунту, у переливному клапані мається додатковий стрижневий клапан 13.

У гідророзподільниках 4-го виконання по конструкції лінія керування переливним клапаном не з'єднана усередині корпусу з порожниною зливу (переріз К).

Гідророзподільник четвертого виконання золотників Р-80-2-2-444 входить у розподільний пристрій Р-80-П6-ПГ, що складається з двох гідророзподільників: Р-80-2-2-444 і Р-80-2-3-444. Пристрій служить для розподілу потоку робочої рідини в гідравлічних напіпних системах рейферних навантажувачів, де кількість виконавчих механізмів більш 3.

У зв'язку з великою кількістю гідроагрегатів, установлюваних на таких сільськогосподарських машинах, як самохідні зернозбиральні і бурякозбиральні комбайни, для їхнього керування застосовують багатосекційні гідророзподільники типу ГА-34000В і односекційні типу ГА-47000В.

Гідророзподільник ГА-34000В в залежності від кількості споживачів виготовляють п'яти-, шести-, чи семисекційними. У семисекційному гідророзподільнику застосовують робочі секції двох типів: із запірними клапанами чи без них.

Для розподілу потоку рідини в гідроприводах активних робочих органів зернозбиральних і силосозбиральних комбайнів останнім часом знайшли широке застосування трьох позиційні, направляючі, секційні гідророзподільники з електрогідравлічним керуванням. Пристрій і принцип роботи такого розподільника розглянемо на прикладі однієї робочої секції розподільника РЭГ50-3/..., показаної на рис. 3.41, а.

Основними конструктивними елементами розподільника є: корпус 1 робочої секції з укрученими в нього клапанами 2 і керованими електромагнітами 3. У циліндричне розточення корпусу вставлений запорно-регулюючий елемент - циліндричний золотник 4. Робочі прохідні перетини в розподільнику формуються кромками циліндричних розточень корпусу і циліндричних поясків золотника.

Установка золотників розподільника в робочі положення здійснюються подачею електричного сигналу на один з електромагнітів 3, які якогось зрушує голку 5, забезпечуючи тим самим прохід робочої рідини під тиском з кільцевої порожнини Р в порожнину Г чи Д.

Під дією тиску регулюючий золотник 4 зрушується «вправо» чи «вліво»,

паралельного включення фільтра. Схема послідовного включення фільтра забезпечує фільтрацію всієї рідини, що приймає участь у циркуляції. Фільтр у цьому випадку повинний бути розрахований на повну витрату рідини.

Фільтрацію частини потоку звичайно застосовують у тому випадку коли пред'являються вимоги особливо ретельного очищення рідини, для дуже відповідальних гідроагрегатів, а також для профілактичного тонкого очищення рідини. Для фільтрації частини потоку звичайно застосовують глибинні фільтри тонкого очищення.

У більшості випадків доцільно застосовувати одночасно обидві схеми фільтрації: для фільтрації всього потоку застосовують фільтр, що має відносно високу пористість, а для захисту особливо відповідальних агрегатів – фільтри тонкого очищення.

При виборі місця для установки фільтра повної витрати керуються наступними міркуваннями. Для захисту насоса, що найбільш чутливий до забруднення рідини, фільтр бажано встановлювати на усмоктувальній лінії. (рис. 3.51а).

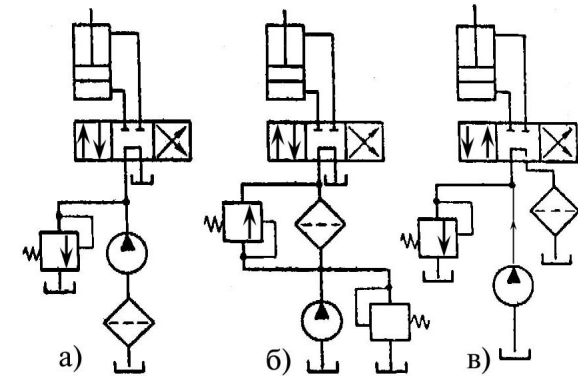


Рис. 3.51 Схеми розміщення фільтра в гідросистемі.

Однак через те, що фільтр збільшує опір усмоктувальної лінії і погіршує умови заповнення насоса рідиною, цей спосіб установки фільтра в гідроприводах із самоусмоктувальним насосом не розповсюджений.

Звичайно на усмоктувальній лінії установлюють фільтри грубого очищення з малим гідравлічним опором. Ступінь забруднення фільтра визначається вакуумметром. Рекомендується допустиме значення  $[P_s] \leq 0,025$  МПа.

Основні параметри деяких усмоктувальних фільтрів типу С 41-2 приведені в [45]. При установці фільтрів на лінії нагнітання (рис. 3.51, б) можуть бути допущені більш високі опори. Корпус фільтра в цьому випадку буде знаходитися під робочим тиском  $P_{раб} > 10$  МПа. У зв'язку з цим підвищуються вимоги до характеристик корпусу фільтра, а значить і збільшується його маса, однак така схема дозволяє використовувати фільтри з великим гідравлічним опором  $P_{\phi} > 0,6$  МПа.

Застосовують також установку фільтра в зливальній магістралі (рис. 3.51, в).



картону, рідше – тканини) глибинні (фільтроелемент із пористої пластмаси).

**Глибинні фільтри.** Фільтри, у яких рідина проходить через товщу пористого матеріалу (наповнювача), називають глибинними. Фільтри цього типу, кожен капіляр якого має велику кількість послідовно розташованих порів, можна порівняти по ефективності фільтрування з багат шаровими фільтрами поверхневого типу з тією же довжиною капілярів і кількістю порів у них. Тому що домішки затримуються в цих фільтрах в основному в порах товщі матеріалу. Ці фільтри при однаковому забрудненні рідини мають у порівнянні з поверхневими фільтрами більш високі ємкість і термін служби.

Широко поширені фільтри глибинного типу з наповнювачем із пористих металів і кераміки, одержувані шляхом спікання сферичних і несферичних порошків.

Розмір пір у такому матеріалі дорівнює:

$$d = 0,1D,$$

де  $D$  - діаметр зерна (шарика) вихідного порошку.

Представляється можливим отримувати мінімальний розмір сфери металевих порошків приблизно 5мкм, що відповідає умовному діаметру  $d$  порів елемента 0,5 мкм.

Цей умовний діаметр пори і визначає номінальну тонкість очищення рідини глибинним фільтром.

**Розрахунок фільтрів** зводиться до визначення витрати рідини і гідравлічного опору на одиницю площі поверхні фільтроматеріалу. Гідравлічні характеристики фільтроматеріалу визначаються, як правило, експериментальним шляхом.

Питома пропускна здатність  $q$  л/(хв·см<sup>2</sup>) і відповідно витрата рідини через фільтр  $Q$  л/хв можуть бути виражені залежностями, що витікають з закону Пуазейля:

$$q = k \frac{\Delta p}{\mu}, \quad (3.81)$$

$$Q = qS = k \frac{\Delta p S}{\mu}, \quad (3.82)$$

де  $k = q\mu / \Delta p$  - коефіцієнт пропорційності, що представляє собою питому пропускну здатність одиниці площі поверхні фільтроматеріалу в л/(хв·см<sup>2</sup>) при перепаді тиску 1 кг/см<sup>2</sup> і динамічній в'язкості рідини 1 пз;  $\mu$  - динамічна в'язкість, пз;  $\Delta p$  - перепад тиску на фільтрі в кг/см<sup>2</sup>;  $S$  - площа поверхні елемента в см<sup>2</sup>.

Досвід показує, що коефіцієнт  $K$  для конкретного фільтроматеріалу зберігається при всіх інших рівних умовах практично постійним у широкому діапазоні витрат і перепадів тиску, завдяки чому представляється можливість використовувати його як порівняльну оцінку гідравлічного опору цього матеріалу. Значення цього коефіцієнта приводяться в заводських характеристиках матеріалів.

**Схеми включення установи фільтрів.** Фільтрують або весь потік рідини, або його частину. Першу схему називають схемою послідовного, а другу схемою

відкриваючи прохід робочої рідини з порожнини  $P$  до отворів  $A$  чи  $B$  для приєднання до інших гідроприскоїв. Утримання золотника 4 в одному з робочих положень відбувається протягом дії керуючого електричного сигналу (при включенні електромагніта). При вимиканні електромагніта відбувається автоматична установка золотника 4 з робочого положення в нейтральне, під дією пружин 6, при цьому робочі порожнини з'єднуються зі зливом рідини в гідробак. Промисловістю освоєний випуск розподільників з електрогідравлічним керуванням, технічні характеристики яких представлені в додатках.

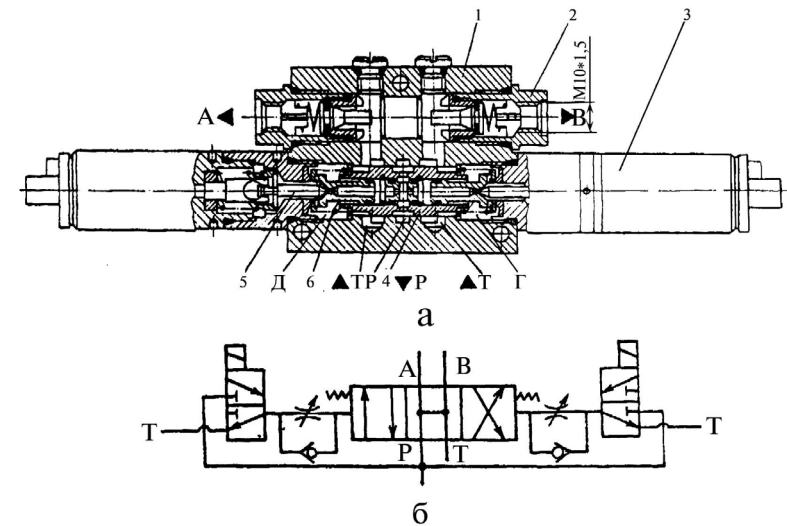


Рис. 3.41 - Електрогідравлічний розподільник 4/3: а – конструкція однієї робочої секції; б - умовна позначка розподільника РЭГ50-3/...

Підтримка заданих режимів роботи гідроприводу здійснюється за рахунок застосування клапанів, дросельних пристроїв, гідроаккумуляторів і іншої гідроапаратури.

### 3.4.3 Гідроклапани тиску

Гідроклапани тиску, призначені для керування тиском робочої рідини.

По впливу потоку на запірно-регулюючий елемент розділяють на клапани прямої і непрямої дії (із серводією).

У клапанах прямої дії (рис. 3.42, а) робочий прохідний перетин змінюється в результаті безпосереднього впливу потоку робочої рідини на запірно-регулюючий елемент.

У клапанах непрямої дії (рис. 3.42, б) робочий прохідний перетин основного клапана змінюється в результаті впливу потоку робочої рідини на запірно-

регулюючий елемент допоміжного клапана.

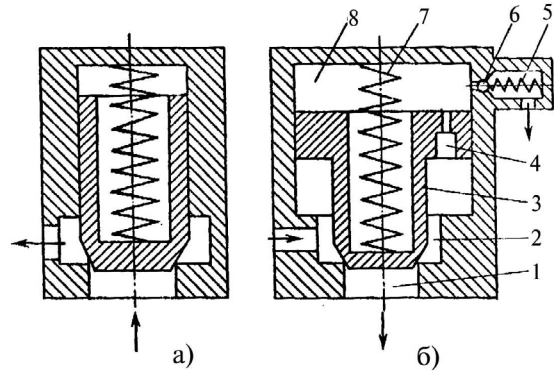


Рис. 3.42 Клапани регулювання тиску: а – прямої дії; б – із серводією; 1, 2 і 8 – порожнини клапана; 3 – клапан; 4 – дросельний отвір; 5 і 7 – пружини; 6 – шариковий клапан.

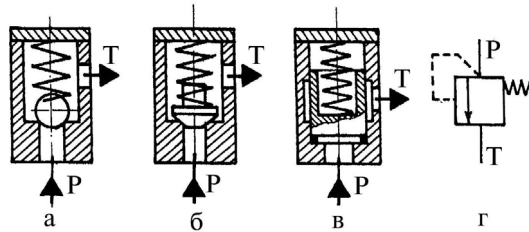


Рис. 3.43 Конструктивні схеми запобіжних клапанів (прямої дії): а - шариковий; б - конічний; в - плунжерний; г - умовна позначка запобіжного клапана прямої дії.

По конструкції запірного пристрою гідроклапани можуть бути: шарикові, тарілчасті плоскі і конічні, плунжерні і золотникові (рис. 3.43) і т.п.

По функціональному призначенню клапани бувають запобіжні, зворотні, редуційні і переливні (перепускні), різниці тисків (диференційні) і співвідношення тисків.

**Запобіжні клапани** призначені для захисту гідроприводів від перевантажень шляхом обмеження максимального тиску. Запобіжний клапан повинний спрацьовувати швидко і володіти високою пропускною здатністю. Найпростіші конструкції запобіжних клапанів (рис. 3.42 і рис. 3.43) складаються з шарика, плунжера чи ін. запірного пристрою, навантаженого пружиною, відрегульованою на визначений тиск. Однак у гідроприводах з великими витратами робочої рідини такі клапани не застосовують, тому що для утримання клапана великих розмірів вимагаються могутні пружини, що не володіють необхідною чутливістю. У цих випадках застосовують запобіжні клапани із серводією (рис. 3.43, б). У такому кла-

Серед фізичних властивостей робочої рідини важливою її характеристикою є забруднення. Забруднення рідин різними домішками в процесі транспортування й експлуатації є об'єктивним процесом і знижує надійність і термін служби гідроагрегатів. На всіх етапах використання робочих рідин прагнуть забезпечити її очищення. Вплив якості очищення (фільтрації) рідин на роботу гідроагрегатів настільки велике, що термін служби гідромашин і гідроагрегатів може бути збільшений чи зменшений у залежності від якості очищення рідин в декілька (до десятка) раз.

**Фільтром** називають пристрій, у якому рідина піддається очищенню від твердих і гнучких забруднюючих домішок, що попадають у гідросистему.

Відділення від рідин твердих забруднюючих домішок здійснюють механічним чи силовим методами. У першому випадку фільтрація здійснюється застосуванням різних щільних і пористих фільтрувальних елементів (матеріалів), а в другому - застосуванням силових полів - магнітного, електричного, відцентрового й ін.

У гідроприводах застосовують переважно перший метод очищення, при якому від рідини при проході його через фільтрувальний елемент відокремлюються частки в наслідок розходження розмірів цих часток і прохідних капілярних каналів фільтрованого матеріалу.

У гідроприводах сільськогосподарських машин найбільше поширення одержали фільтроелементи з латунної сітки. В основному застосовують сітки із наступними параметрами 0,046; 0,06; 0,071; 0,09; 0,1; і 0,15. Номер сітки одночасно вказує розмір сторони ячейки у світлі в міліметрах.

Фільтруючі якості цих фільтрів (тонкість – фільтрації і витрата рідини) характеризуються розміром ячейки у світлі і щільністю чи площею живого (прохідного) перетину ячеек в одиниці площі поверхні. Останній параметр виражають через коефіцієнт живого перетину  $b$ , що представляє собою відношення площі прохідних ячеек  $S_0$  до загальної площі сітки:

$$b = \frac{S_0}{S} = \left( \frac{a}{a+d} \right)^2, \quad (3.80)$$

де  $d$  - діаметр дроту сітки;  $a$  - розмір сторони ячейки у світлі.

Зменшення при всіх інших однакових умовах величини ячейки супроводжується зменшенням коефіцієнта живого перетину сітки, і, як наслідок збільшення гідрравлічного опору фільтра.

Для захисту фільтра від ушкодження при засміченні чи пуску насоса в умовах низької температури в ньому чи в паралельній йому гідролінії встановлюють запобіжний (пропускний) клапан, відрегульований на тиск фільтра  $P_{пркл} \geq 2P_\phi$ , але вище 0,5 Мпа.

Тонкість фільтрації цими фільтрами залежить від розміру ячейки сітки у світлі, мінімальне значення якого для сіток простого переплетення дорівнює 0,08-0,1 мм.

**Пористі фільтри** розділяють на поверхневі (фільтроелемент із паперу,

кторів типу К-701 і Т-150. Пневмогідроакумулятори також використовують на різних сільськогосподарських машинах для зменшення пульсації витрати рідини в напірних гідравлічних магістралях і захисту гідросистем від гідравлічних ударів.

На мобільних сільськогосподарських машинах застосовують головним чином пружинні, поршневі гідроакумулятори.

Пружинний гідроакумулятор (рис. 3.50) складається з корпусу 1, поршня 2 і пружини 3, що зжимається під дією тиску рідини, що надходить з насоса в камеру 5 через клапан зарядки (на рисунку не показаний), автоматично з'єднуючий зазначену порожнину 5 з нагнітальною магістраллю насоса при падінні тиску в гідроакумуляторі нижче визначеної величини і відключає насос при досягненні заданого тиску зарядки. При з'єднанні порожнини 5 зі споживачем пружина 3 розтискається і виштовхує рідину з гідроакумулятора в робочу камеру споживача.

Пружинні гідроакумулятори мають малу місткість і розраховані на невеликі тиски (2-3 МПа).

У ряді мобільних машин застосовуються гідропневматичні акумулятори, що мають усередині герметичної ємності дві камери - повітряну і рідинну, які розділені поршнем з ущільненням. Гідропневматичні акумулятори виготовляються на тиск до 20 МПа.

Місткість  $\Delta W$ , м<sup>3</sup>, пружинних акумуляторів визначають по формулі:

$$\Delta W = Sh, \quad (3.78)$$

де  $S$  - площа поршня, м<sup>2</sup>;  $h$  - хід поршня (додатковий стиск пружини), м.

Тиск  $p$  рідини можна визначити (без обліку сил тертя) по формулі:

$$p = \frac{F_{\Pi}}{S} = \frac{F_{\Pi 1} + zh}{S}, \quad (3.79)$$

де  $F_{\Pi 1}$  - сила пружності пружини при її попередній деформації, Н;

$z$  - твердість пружини, Н/м.

Пневмогідролічний поршковий акумулятор (рис. 17.16, б) складається з циліндричного корпусу 1 поршня 2 з ущільнювальним кільцем 3.

Поршень 2 ділить внутрішню порожнину корпусу 1 на пневматичну порожнину Б, заповнювану через зворотний клапан 4 стисненим повітрям чи азотом  $\Delta Q_B$  під деяким початковим тиском  $p_{\min}$ . Гідравлічна порожнина А акумулятора приєднується до гідросистеми з тиском  $p$ . При збільшенні тиску робочої рідини в гідромережі до  $p > p_{\min}$  відбувається зарядка акумулятора, тобто поршень 2 переміщується нагору і стискає газ у порожнині Б до тиску  $p_{\max} = p$ . Якщо тиск у гідромережі стає  $p > p_{\max}$  акумулятор розряджається, тобто поршень 2 переміщується вниз і витісняє робочу рідину  $Q_{\text{роб}}$  з порожнини А в гідролінію.

### 3.4.6 Кондиціонери робочої рідини і гідроємності.

**Кондиціонери робочої рідини** є апарати, призначені для підтримки визначених фізичних властивостей рідини і її температурного режиму під час роботи гідроприводу.

пані порожнина 2 сполучена з нагнітальною, а порожнина 1 - зі зливальною магістраллю. Дросельний отвір 4 з'єднує порожнину 2 з надклапанною порожниною 8. При тиску в гідроприводі нижче допустимого, у порожнинах 2 і 5 тиск однаковий і клапан 3 притиснутий до сидла, тому що площа клапана в порожнині 8 більше, ніж у порожнині 2, і, крім того, клапан притиснутий пружиною 7. При підвищенні тиску в гідроприводі вище допустимого допоміжний шариковий клапан 6, переболюючи зусилля пружини 5, віджимається, у результаті чого частина робочої рідини з порожнини 8 відводиться в зливальну магістраль. Дросельний отвір 4 не дозволяє швидко відновити тиск у порожнині 8, тому тиск під клапаном у порожнині 2 стає більшим і клапан піднімається, пропускаючи робочу рідину в порожнину 1, з'єднану з баком.

Відкриття запобіжного клапана відбудеться тоді, коли тиск досягне значення, що допускається, і закриється клапан 6, тиск у порожнинах 2 і 8 зрівняється і клапан 3 опуститься на сидло, перекриваючи злив рідини в порожнину 1.

**Зворотні клапани**, призначені для пропуску робочої рідини в одному напрямку і перекриття її руху в зворотному напрямку. Застосовують зворотні клапани з шариковими і конічними запірними елементами. На корпусах зворотних клапанівносять стрілку, що вказує напрямок руху робочої рідини.

У гідроприводах ряду сільськогосподарських машин (навантажувачі й ін.) знайшли застосування спеціальні конструкції зворотних клапанів, що одержали назву гідрозамків. Гідрозамки застосовують у тих випадках, коли необхідна точна фіксація робочого органа в проміжному положенні шляхом зупинки гідродвигуна і виключення його зворотного руху під навантаженням. У корпусі 1 (рис. 3.44) гідрозамка розміщені два зворотних клапани 2 і 6, між якими поміщений поршень, що плаває, 4. Робоча рідина надходить у корпус 1 через канали 3 і 5, а з корпуса до гідродвигуна - через канали 7 і 8. При підведенні робочої рідини до каналу 3 відкривається лівий зворотний клапан 2 і робоча рідина через канал 8 надходить у гідродвигун. Одночасно поршень 4 під тиском робочої рідини зміщується вправо і відкриває зворотний клапан 6, забезпечуючи прохід робочої рідини, що відводиться, через канали 7 і 5 до гідророзподільника. При подачі робочої рідини в канал 5 гідрозамок спрацьовує аналогічно, але в зворотному напрямку. У випадку якщо циркуляція в робочій рідині не проходить, зворотні клапани 2 і 6 замикають робочу рідину в гідродвигуні, фіксуючи його положення.

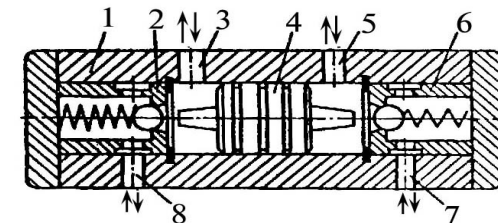


Рис. 3.44 Гідрозамок: 1 – корпус; 2 і 6 – зворотні клапани; 3, 5, 7 і 8 – клапани; 4 – поршень.

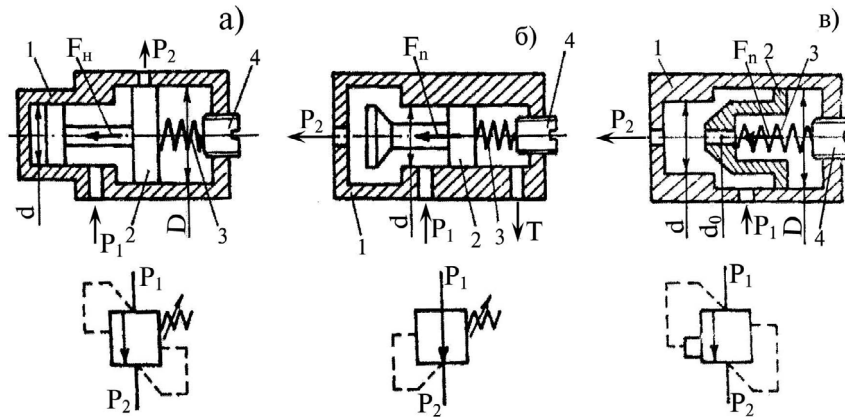


Рис. 3.45 Конструктивні схеми й умовні позначки гідроклапанів: а - різниці тисків; б - редукційний одноступінчатий; в - співвідношення тисків

**Редукційні гідроклапани** призначені для підтримки постійного тиску на виході  $p_2 = \text{const}$  незалежно від тиску на вході  $p_1$  за умови, що  $p_2 < p_1$ . Він складається з корпуса 1 (рис. 3.45, б), в циліндричному розточенні якого встановлено золотник 2, підпертий зусиллям пружини  $F_n$ , що регулюється гвинтом 4. Якщо допустити, що сили тертя золотника 2 малі, то для досить еластичної пружини з малою погіршністю можна записати:

$$P_2 = \frac{4F_n}{\pi d^2} = \text{const} \quad (3.76)$$

Редукційні гідроклапани звичайно встановлюють у системах, де від одного насоса працює кілька споживачів з різними значеннями робочого тиску. У цьому випадку насос розраховується на максимальний тиск  $p_{\text{max}}$ , необхідне для роботи одного зі споживачів, а перед іншими встановлюють редукційний клапан, що буде підтримувати  $p_i = \text{const}$  при  $p_1 = \text{var}$ .

**Клапани різниці тисків** (диференціальний) підтримує постійний перепад тиску  $\Delta p = p_1 - p_2 = \text{const}$ . При цьому зусилля попередньо стиснутої пружини 3 можна знайти зі співвідношення (рис. 3.45, а):

$$F_n = p_{\text{пр,кл}} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (3.77)$$

Різниця площ основного ( $D$ ) і допоміжного ( $d$ ) поршнів може бути обрана як завгодно малою. На практиці для надійного подолання сили тертя необхідно витримувати умову;  $\frac{D^2 - d^2}{D^2} \geq 0,25$ .

Недолік дросельних дільників потоку - неминучі втрати напору в дроселях, а також те, що вони розраховані на обслуговування не більш двох споживачів. У цьому зв'язку їх застосовують лише в передачах з відносно невеликими витратами рідини.

Об'ємний дільник потоку (рис. 3.49, б) являє собою два чи більше гідромоторів 7, найчастіше шестеренних, зібраних в один блок, так, що їхні ведучі шестірні жорстко укріплені на одному загальному валу, а ведені шестірні вільно обертаються на загальній осі. Робоча рідина з насоса подається до трійника 8, відкідля вона надходить до гідромоторів 7, приводячи їх в обертання.

Завдяки жорсткому кінематичному зв'язку всі шестірні обертаються з однаковою частотою, тому в кожний з гідроциліндрів 9 надходить однакова кількість рідини, незалежно від розподілу навантаження між ними.

ККД об'ємних дільників потоку значно вище, ніж у дросельних, тому їх застосовують у більш потужних гідроприводах.

### 3.4.5 Гідроаккумулятори

Гідроаккумулятори призначені для нагромадження енергії і віддачі її гідродвигунам при короткочасних перевантаженнях, коли потужність перевищує потужність, що розвивається насосом.

Гідроаккумулятори використовуються також як буферні пристрої для згладжування різких коливань тиску в гідроприводах при перемінних навантаженнях і зменшення частоти включення запобіжного клапана.

У залежності від способу нагромадження енергії гідроаккумулятори розділяють на пружинні і пневмогідроаккумулятори (рис. 3.50).

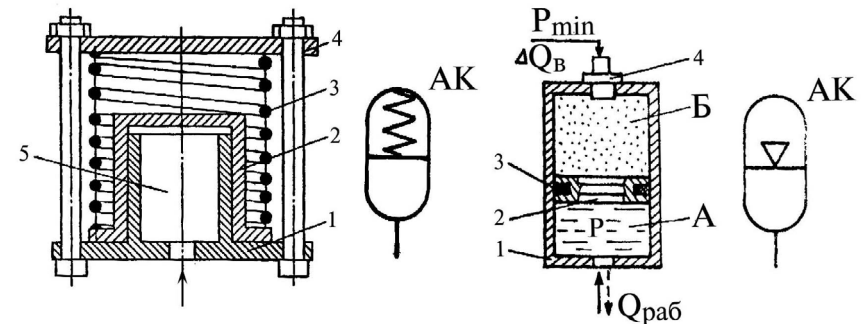


Рис. 3.50 Схеми й умовна позначка гідроаккумуляторів: а - пружинний; б - пневмогідровідливний.

Пружинні гідроаккумулятори широко застосовують у гідросистемах заднього націпного пристрою всіх марок тракторів «Беларусь», а також для підтримки тиску в бустері фрикційних гідропідтискних муфт при переключенні передач тра-

дроселі і коливаннях температури (в'язкості) робочої рідини, величина встановленої дроселем витрати буде також коливатися.

Витрата рідини через дросель прямо пропорційна перепаду тиску, а так як перепад тиску в дроселі залежить від навантаження, подолаємого гідродвигуном, то при перемінному навантаженні змінюється і швидкість вихідної ланки гідродвигуна.

Для підтримки необхідної швидкості гідродвигуна по навантаженню, що змінюється, застосовують регулятори витрати. До складу регуляторів, крім дроселів, входять клапани, що забезпечують постійний перепад тиску на дроселі.

**Синхронізатори.** У ряді сільськогосподарських машин для виконання заданого технологічного процесу необхідна синхронна робота всіх паралельно підключених гідродвигунів. Схеми синхронізації гідродвигунів створюються на базі дросельних чи об'ємних дільників і суматорів потоку, що за допомогою автоматичних регуляторів підтримує рівні витрати робочої рідини в рівнобіжних потоках (при їхньому поділі чи злитті) незалежно від навантаження.

Принцип дії дросельного дільника потоку знаходиться в наступному. Робоча рідина від насоса надходить у дільник через канал 2 (рис. 3.49, а) і потім через дроселі 1 і 3 по каналах 5 і 6 проходить до споживачів, обтікаючи поршень 4. Якщо обидва споживачі навантажені однаково, тиск у їхніх магістралях, що підводять однаковий, а також через канали 5 і 6 протікає однакова кількість рідини. При неоднаковому навантаженні споживачів тиск в одній з камер дільника, наприклад в лівій, зростає, а отже, зменшується перепад тиску на дроселі 1. У результаті цього велика частина рідини прагне пройти через дросель 3. Однак завдяки збільшенню тиску в лівій камері поршень 4 пересувається вправо і частково перекриває канал 5.

У цьому положенні поршень 4 буде знаходитися доти, поки тиск у камерах не зрівноважиться, а кількість рідини, що надходить до споживачів, не стане однаковою.

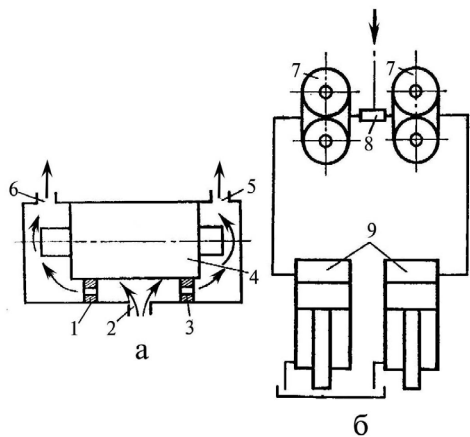


Рис. 3.49 Дільники потоку: а - дросельний; б - об'ємний; 1, 3 - дроселі; 2, 5 і 6 - канали; 4 - поршень; 7 - гідромотор; 8 - трійник; 9 - гідроциліндри.

**Клапани співвідношення тисків** (рис. 3.45, в) призначений для підтримки заданого співвідношення тисків у вхідному  $p_1$  і вихідному  $p_2$  потоках робочого середовища, тобто  $p_1/p_2 = const$ .

**Переливні клапани** призначені для підтримки заданого тиску в напірній магістралі шляхом безупинного перепуску робочої рідини на злив. Крім того, функціональне призначення переливних клапанів складається у своєчасному розвантаженні насоса при завершенні робочого циклу і перепуску робочої рідини з напірної магістралі в зливальну при нейтральному положенні золотника розподільного пристрою. Нерідко переливні клапани при наявності пристроїв, що регулюють витрату в зоні керування, використовують як регулятори швидкості переміщення робочих органів чи регулятори тиску. По конструкції переливні клапани бувають шарикові, конусні, плунжерні й інші. З погляду надійності в гідроприводах з важкими режимами експлуатації перевагу варто віддавати плунжерним переливним клапанам, що по довговічності перевершують всі інші.

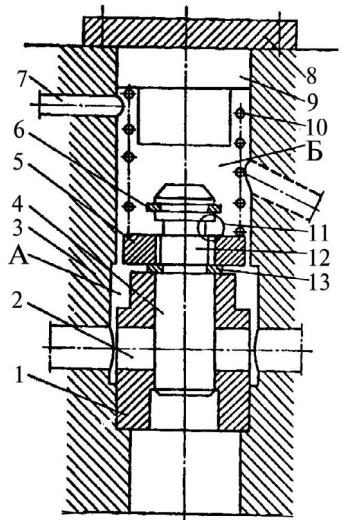


Рис. 3.46 Переливний клапан плунжерного типу: 1 - корпус клапана; 2 - напірна магістраль; 3 - корпус; 4 - плунжер; 5 - поршень; 6 і 13 - упори; 7 - канал керування; 8 і 9 - кришки; 10 - пружина; 11 - виточення; 12 - канал керування.

Пристрій переливного клапана плунжерного типу показано на рис. 3.46 (А.с. СССР №1315704).

У корпусі 1 клапана встановлені запірний орган, виконаний у виді плунжера 4 і поршень 5. Причому поршень 5 установлений на плунжері 4 з можливістю обмеженого переміщення щодо корпусу 3, за допомогою упорів 6 і 13.

Порожнина Б над поршнем 5 з'єднана з каналом керування 7, а порожнина А під поршнем 5 з'єднана з напірною магістраллю 2. У плунжері 4 клапана виконаний канал 12, що з'єднує порожнини А і Б, причому поршень 5 установлений з можливістю перекриття каналу 12 у крайнім верхньому положенні поршня 5.

При з'єднанні порожнини Б каналом керування зі зливом у порожнинах А і Б виникає перепад тиску, під дією якого поршень 5 переміщається нагору, переборюючи опір пружини 10, і, впливаючи на упор 6, переміщає плунжер 4 у бік відкриття клапана. При цьому відкриття клапана відбувається під дією максимального перепаду тиску, обумовленого величиною опору тільки кільцевого зазору між поршнем 5 і корпусом, тому що канал 12, що з'єднує порожнини Б і А під час відкриття клапана, перекритий поршнем 5. При закритті каналу керування перепад тиску зменшується і поршень 5 під впливом пружини 10 починає переміщатися

вниз, відкриваючи канал 12, що сприяє більш швидкому вирівнюванню тиску в порожнинах Б і А і тим самим більш прискореному переміщенню поршня 5 і запірного органа до моменту повного закриття клапана. Конструкція описаного переливного клапана забезпечує виконання заданих функцій у широкому діапазоні температури і витрат робочої рідини.

### 3.4.4 Дроселі і синхронізатори

#### Класифікація дроселів.

Дросельні пристрої застосовують для регулювання швидкості гідродвигунів і являють собою гідравлічні опори з постійним чи регульованим прохідним перетином. За формою робочих елементів розрізняють голчасті, щілинні і канавкові, гвинтові і пластинчасті.

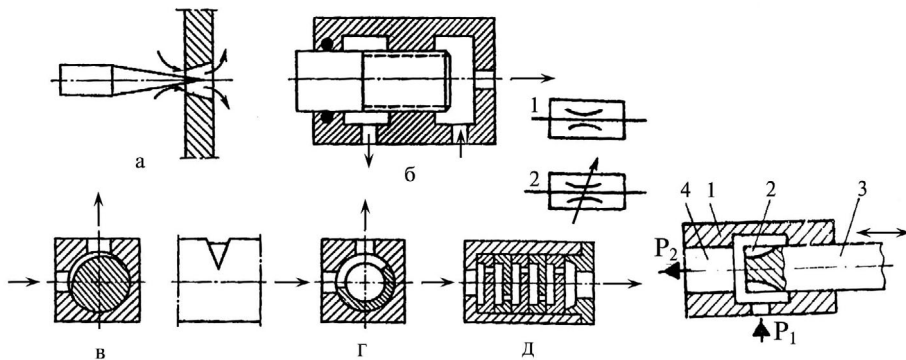


Рис. 3.47 Схеми дроселів і їхня умовна позначка: а – голчастий; б – гвинтовий; в – канавковий; г – щілинний; д – пластинчастий; е – золотниковий. 1 - дросель нерегульований; 2 – дросель регульований.

У голчастому дроселі (рис. 3.47, а) прохідний перетин змінюють, переміщаючи голку уздовж осі.

У гвинтовому дроселі (рис. 3.47, б) на боковій поверхні голки чи плунжера виконана гвинтова нарізка.

Опір гвинтового дроселя залежить від довжини нарізки, тому прохідний перетин дроселів цього типу змінюють, увертаючи чи викручуючи голку.

У канавкових (рис. 3.47, в) і щілинних (рис. 3.47 г) дроселях на боковій поверхні плунжера зроблені трикутні чи прямокутні канавки. Повертаючи плунжер відносно корпуса, можна регулювати прохідний перетин дроселя.

Прикладом дроселя постійного перетину може служити пластинчастий дросель (рис. 3.47, д), що складається з набору пластин з отворами, розділеними тонкими металевими кільцями. Опір його залежить від розміру і кількості отворів у пластинах і загальній довжині набору пластин.

Утрати напору в дроселях при даному перепаді тиску залежать від швидкості потоку і від сили тертя, а отже, і від в'язкості робочої рідини.

У гідроприводах робочих органів невеликої потужності знайшли широке застосування дроселі регульовані, золотникові (рис. 3.47, е), що дозволяють одержати будь-яку величину робочої витрати без розбирання дроселя. У корпус 1 встановлений золотник 2 на боковій поверхні якого профрезеровані робочі щілини 3 у вигляді трикутних подовжніх пазів («вусиків»). При переміщенні золотника 2 уліво, коли його кінець з «вусиками» почне входити в ліву циліндричну проточку 4, витрата буде плавно зменшуватися. Цей принцип регулювання витрати використаний у випускаемому серійно щілинному діафрагменому, регульованому дроселі типу «ДР» (рис. 3.48) тонкого настроювання з лінійною характеристикою зміни витрати.

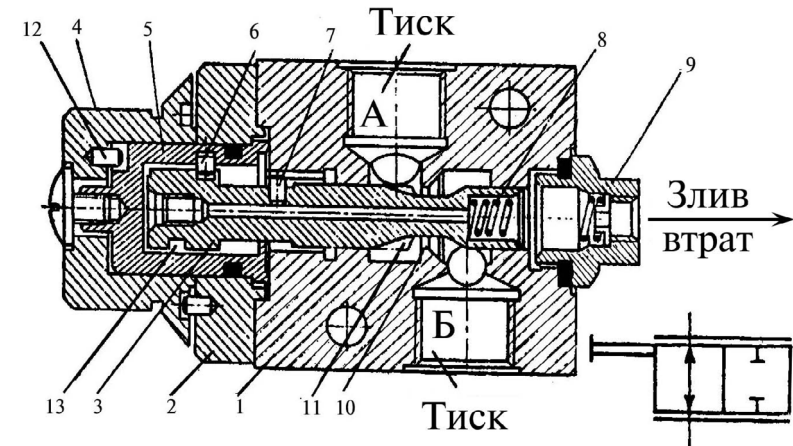


Рис. 3.48 Щілинний, діафрагмовий, регульований дросель типу «ДР» і його умовна позначка

Дросель складається, з корпуса 1, у розточенні якого поміщений дросельний золотник 3, на боковій поверхні якого зроблені «вусики» у виді трикутних подовжніх пазів 11. Величина перетину робочої щілини 10 змінюється шляхом переміщення золотника вправо уздовж його осі. Це переміщення досягається поворотом лімба 4, що через штифт 12 повертає втулку, яка знаходиться в розточенні кришки 2. Штифтом 7, що переміщається по пазу корпуса, дросельний золотник утримується від провороту навколо своєї осі, а за рахунок штифта 6, що обертається разом із втулкою 5 і зануреного в гвинтову канавку 13 золотник 3 переміщається вправо, стискаючи пружину 8. При повороті лімба 4 на кут до  $300^\circ$  можна одержати будь-яку величину витрати в межах  $Q = 0$  до  $Q = Q_{\max}$ .

Підведення робочої рідини і відвід її здійснюється через отвори А і Б, а витoki виконуються по центральному каналу в золотнику 3 через штуцер 9. При зміні навантаження на вихідній ланці гідродвигуна, тобто зміні перепаду тиску на

У випадку відмовлення шестеренного насоса 29 і при буксируванні комбайна з непрацюючим двигуном насос - дозатор діє як ручний насос із приводом від кермового колеса і перекачує масло з однієї порожнини гідроциліндрів в іншу.

В даний час у м. Харкові ведеться серійна зборка зернозбирального гідрофіційованого комбайна «Бізон» з використанням готових деталей, що поставляються Польщею, а в м. Херсоні освоєний випуск нового зернозбирального комбайна з гідроприводом ходових коліс ГСТ-112, більшої потужності, чим ГСТ-90, що дозволяє підвищити експлуатаційну надійність гідросилової трансмісії комбайна.

**Відмовлення в роботі ГСТ-90** найчастіше відбуваються через неполадки в роботі клапанів і золотників, розташованих у насосах і гідромоторі ГСТ-90. Найбільш характерні відмовлення в роботі ГСТ-90 із указівкою їхніх можливих причин наступні:

1. Після запуску ДВС комбайн не рухається ні вперед, ні назад.

Причини: У КПП включена нейтральна передача, недостатня кількість масла в баці 1; інтенсивне піноутворення масла (наявність води в маслі); засмічений фільтр 3 (показання вакуумметра 5 більше 0,25 МПа); засмітився запобіжний клапан 6.5 насоса 6.2 чи підпірний переливний клапан 7.3 у гідромоторі 7 В результаті цього величина тиску підживлення зменшилась, що недостатньо для роботи циліндрів 6.4 повороту похилої шайби насоса 6.1; несправність у приводі золотника розподільника 6.3 чи в самому розподільнику.

2. При працюючому ДВС комбайн рухається тільки в одну сторону (вперед чи назад).

Причини: у гідромоторі засмітився запобіжний клапан 7.4, а (робоча рідина іде в гідролінію низького тиску, міняючи гідромотор); золотник шунтируючого клапана 7.2 заклинює у верхньому чи в нижньому положенні, у результаті чого робоча рідина з гідролінії високого тиску, міняючи гідромотор, може зливатися в бак 1 через переливний клапан 7.3.

3. Зменшилась робоча швидкість комбайна (особливо при подоланні підйомів) або температура масла перевищує 80 °С. Причини: збільшилися витоки рідини в гідромашинах за рахунок зносу опорної п'яти ротора насоса 6.1 чи гідромотора 7 (тиск у дренажній лінії 12 збільшується  $P_{дрен} > 12$  МПа, температура робочої рідини  $t_{р.р.} < 80$  °С); мають місце витоки робочої рідини через запобіжний клапан 7.4 чи 7.4а при робочому тиску  $P_{роб} \leq 22$  МПа (тиск у дренажній лінії 12 зберігається в припустимих межах  $P_{дрен} \leq 0,25$  МПа, а температура робочої рідини зростає і стає  $t_{р.р.} > 80$  °С).

будь-яких співвідношеннях.

Працездатна при температурі навколишнього повітря від -40 до +45 °С. Застосовують у гідроприводі гальм і зчеплень усіх моделей вантажних і легкових автомобілів, за винятком переднеприводних автомобілів ВАЗ. Термін служби рідини «Томь» - 2 роки.

**Гальмові рідини «РосаДОТ-4», «Роса-3» і «Роса»** - високотемпературні рідини, що представляють собою композиції на основі боруутримуючих поліефірів, містять антиокисні й антикорозійні присадки.

Рідини «Роса» і «Роса-3» відрізняються від рідини «Роса ДОТ-4» наявністю в її складі різних пластифікаторів, однак через відсутність сировини ці марки практично не випускають. Рідини мають високі значення температури кипіння (260 °С) і температури кипіння «звложеної» рідини (165 °С). Працездатні в діапазоні температур навколишнього повітря від -40 до +45 °С. Застосовуються в гальмових системах сучасних вантажних і легкових автомобілів у тому числі переднеприводних автомобілів ВАЗ.

Сумісні з гальмовими рідинами «Томь» і «Нева» у будь-яких співвідношеннях. Термін служби - 3 роки.

Гальмова рідина БСК - суміш рівних частин касторової олії і бутанола. За рахунок органічного барвника пофарбована в оранжево-червоний колір. Працездатна при температурі навколишнього повітря від -20 до +30 °С. Застосовують у гідроприводі гальм і зчеплень старих моделей вантажних і легкових автомобілів, за винятком автомобілів ВАЗ.

**Амортизаторні рідини** є робочим середовищем у гідравлічних амортизаторах рычажно-кулачкового і телескопічного типу, а також у телескопічних стійках.

Основним показником амортизаторних рідин є (кінематична в'язкість при позитивних і негативних температурах. Так, при температурі -20 °С в'язкість не повинна перевищувати 800мм<sup>3</sup>/с. При більш високій в'язкості робота амортизаторів різко погіршується і відбувається блокування підвіски.

Амортизаторні рідини повинні володіти гарними властивостями, що змащують, забезпечуючи достатню зносостійкість амортизаторів, не повинні бути схильні до піноутворення, тому що це знижує енергоємність амортизатора і порушує умови змащення пара тертя.

Також важливими характеристиками амортизаторних рідин є стабільність проти окислювання, механічна стабільність, випаровуваність і сумісність з гумовими ущільненнями.

Амортизаторні рідини являють собою маловязку нафтову основу, що містить, як правило, в'язкісну, депресорну, антиокисну, противозносну, диспергуючу й антипінну присадки.

Випускають кілька марок амортизаторних рідин: АЖ-12Т, ГРЖ-12 і МГП-12 (під торговою маркою «Славолаж»).

### 3.5. Комплексна гідрофікація сільськогосподарської техніки

#### 3.5.1. Класифікація і типові схеми об'ємних гідроприводів

Під об'ємним розуміється такий гідропривід, основа якого є об'ємна гідро-передача (ОГП). Як уже відмічалось, об'ємна гідропередача визначається як гідралічна передача, складена з об'ємного насоса, об'ємного гідродвигуна, регулюючої, розподільної і запобіжної апаратури і магістралей.

Об'ємні гідроприводи класифікуються по наступним ознаках: по характеру руху вихідної ланки – поступального, поворотного і обертального руху; по джерелу подачі робочого середовища - насосні, акумуляторні і магістральні; по циркуляції робочого середовища - з розімкнутим і замкнутим потоком; по наявності керування і типу керуючого пристрою - із дросельним, машинним, (об'ємним), машинно-дросельними типами керування, з керуванням протитиском, з керуванням двигуном, чи без керування.

По задачі керування гідроприводи з автоматичним керуванням класифікуються на стабілізуючі, програмні і слідкуючі.

У гідроприводах поступального руху об'ємний гідродвигун - це гідроциліндр, у гідроприводах поворотного руху-поворотний гідродвигун, а в гідроприводах обертального руху - відповідно гідромотор.

По джерелу подачі робочого середовища найбільше застосування в техніці одержали насосні гідроприводи, у яких робоча рідина від насоса надходить у гідродвигун. В інших типах гідроприводів робоча рідина в гідродвигун надходить або від пневмогідроакумулятора - акумуляторний гідропривід, або від загальної, живильної кільки гідроприводів магістралі - магістральний гідропривід.

Насосний гідропривід, у якому робоча рідина від об'ємного гідродвигуна надходить у гідробак, називається гідроприводом з розімкнутим потоком. У гідроприводі з замкнутим потоком робоча рідина від об'ємного гідродвигуна надходить безпосередньо на вхід насоса.

Гідропривід з розімкнутим потоком звичайно використовується при невеликій частоті обертання чи швидкості переміщення робочого органу, а також при нереверсивній його роботі.

Там, де потрібно забезпечити реверсивний характер роботи і керування параметрами вихідної ланки, як правило, застосовують гідропривід із замкнутим потоком. При цьому внутрішні витоки робочої рідини в елементах гідроприводу компенсуються спеціальним додатковим насосом.

Об'ємний гідропривід у якого параметри руху, вихідної ланки змінюються називається керованим гідроприводом, і, навпаки, якщо в об'ємному гідроприводі параметри руху, зокрема швидкість, не змінюються, то такий гідропривід прийнято вважати некерованим.

Гідралічні схеми різних приводів виконуються відповідно до ДСТ 2704-76. Види і типи схем і загальні вимоги до їхнього виконання регламенту ДСТ 2701-76. Найбільш часто використовуються структурні і принципові схеми.

проводі створюється необхідний робочий тиск рідини, тому що при перекритті каналу керування запобіжно - переливний клапан закривається. З включенням будь-якої секції електрогідралічних розподільників 16 і 19, одночасно перекривається потік керування за рахунок включення гідроклапана 6. Далі відбувається то же саме, що при переміщенні золотника з ручним керуванням.

У системі рульового керування встановлений насос 29 шестеренного типу НШ-10Е-3 із приводом від розподільної шестірні ДВС і насос - дозатор 30 типу НД-80 із приводом від керованого колеса 25.

При роботі насоса 29 і нерухомому керованому колесі все масло, подаване насосом, проходить через насос-дозатор і через фільтр основної системи, зливається в бак 2.

При обертанні керованого колеса частина масла (кількість залежить від інтенсивності обертання) направляється до підсилювача потоку 26, а частина його скидається на злив через фільтр у бак 2. Потік масла, що поступили з насоса-дозатора 30 у підсилювач потоку 26, з тиском, що збільшився за рахунок потоку масла, що надходить туди від шестеренного насоса, направляється в гідроциліндри 24 повороту керованих коліс.

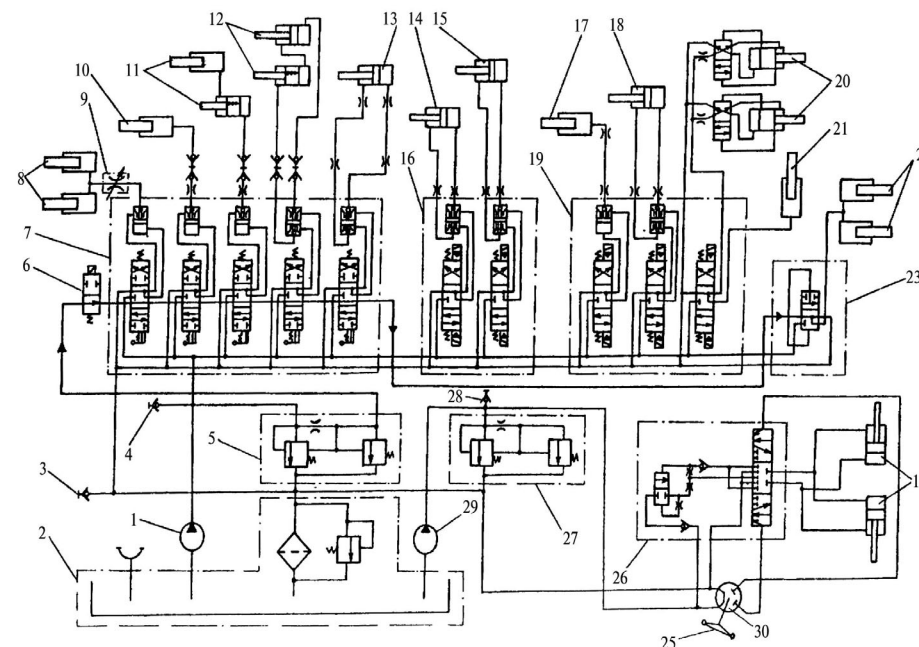


Рис. 3.72 Схема принципова основної гідросистеми та гідросистеми рульового керування комбайну "Дон - 1500".



наступних *основних правил експлуатації і технічного обслуговування*:

- температура робочої рідини повинна бути в межах  $50...80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- вакуум за фільтром 3 повинний бути не більш  $0,025\text{ МПа}$ , для чого фільтруючий елемент необхідно змінювати після перших 10, а потім через 50, 100 і 500, а далі через кожні 1000 мотогодин роботи ГСТ чи при показанні вакуумметра 5, відмітки  $0,025\text{ МПа}$  при температурі масла  $(45\pm 5)\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- як робочу рідину застосовувати тільки мінеральні масла марки «А», «ЭШ» і МГЕ-46 (МГ-30У).
- заміну робочої рідини робити спочатку через 500, а потім регулярно через 2000 мотогодин;
- буксирувати сільськогосподарську машину, обладнану ГСТ, допускається тільки при роз'єднаному зв'язку гідромотора з ходовою частиною (тобто КПП у нейтральному положенні).

#### **Гідрооб'ємні приводи робочих органів комбайна «Дон-1500»**

У комбайнах «Дон-1500» крім гідроприводу ведучих коліс ГСТ-90, застосовують ще дві незалежних гідросистеми: основну (для керування всіма робочими органами комбайна) і гідросистему рульового керування. Принципові схеми цих гідросистем показані на рис. 3.72.

Основна гідросистема, що має у своєму складі шестеренний насос 1 типу НШ -32-3, призначається для виконання дванадцяти операцій за допомогою включення відповідних гідроциліндрів: 8 - підйому й опускання жниварки; 10 - керування варіатором мотовила; 11 - вертикального переміщення мотовила; 12 - горизонтального переміщення (виносу) мотовила; 13 - включення і вимикання робочих органів молотарки; 14 - реверса жниварки; 15 - включення і вимикання вивантажувальних шнеків бункера; 17 - керування варіатором молотильного барабана; 18 - повороту похилого вивантажувального шнека бункера; 20 - вібратора бункера; 21 і 22 - відкриття і відповідно закриття копичника.

Потік масла від насоса 1 до гідроциліндрів підводиться через відповідні золотники в п'ятисекційному гідророзподільнику 7 з ручним керуванням, двохсекційному 16, трьохсекційному 19 гідророзподільниках з електрогідравлічним керуванням і спеціальний гідророзподільник 23 керування копичником.

На рис.3.72 зображене нейтральне положення золотників усіх гідророзподільників - 7, 16, 19, 23. Насос 1 усмоктує робочу рідину з бака 2, одночасно подає її в трубопровід нагнітання і через дросель запобіжно-переливного клапана 5 і відкритий гідроклапан 6 з електромагнітним керуванням у трубопроводі каналу керування (позначено стрілками). При наявності руху потоку в каналі керування рідина через трубопроводи зливу, переливний клапан 5 і фільтр при невеликому тиску зливається в бак 2. При включенні будь-якого золотника з ручним керуванням чи золотника розподільника 23 копичника канал керування перекривається пояском цього золотника, і робоча рідина з каналу, зв'язаного з трубопроводом нагнітання, направляється до відповідного гідроциліндра, а в нагнітальному трубо-

На структурній схемі (рис. 3.55 а) зображують суцільними лініями у виді прямокутників усі основні функціональні частини гідроагрегатів (елементи, пристрої і функціональні групи) і головні зв'язки між ним.

Найменування кожної функціональної частини агрегату, типи, позначення і функціональні залежності рекомендується вписувати усередину прямокутників у вигляді літерного позначення, що являє собою скорочене найменування елемента, складене з його початкових чи характерних букв.

Наприклад, апарат теплообмінний - АТ (охолоджувач - ОХ, підігрівник - ПО); насос - Н, насос пластинчастий - НП, насос радіально - поршневий - НР і т.п.

На принциповій схемі (рис. 3.55 б) ці ж агрегати і пристрої зображують у вигляді умовних графічних позначень.

На структурній схемі (рис. 3.55 а) використані наступні літерні позначення гідроагрегатів: Б - гідробак; Н - насос; КП - клапан запобіжний; ДР - гідродросель; Ф - фільтр; ОХ - охолоджувач; Ц - гідроциліндр.

На рис. 3.55, б показана принципова схема гідроприводу поступального руху коли золотник трьохпозиційного розподільника 3 знаходиться в нейтральному положенні.

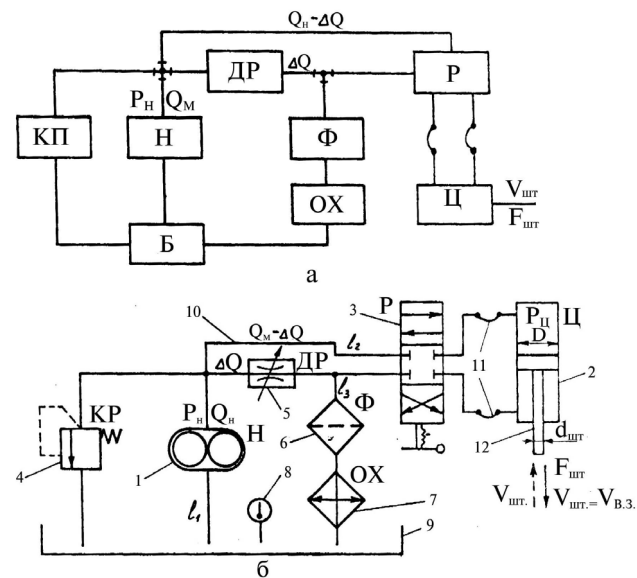


Рис. 3.55 Схеми гідроприводів зворотно-поступального руху: а - структурна; б - принципова.

Робоча рідина з баку 9 шестеренним насосом 1 по трубопроводу (гідролінії) 10 подається в розподільник 3 і далі через фільтр 6 і теплообмінник 7 зливається в бак 9. При цьому циліндр 2 знаходиться в замкненому положенні. При зсуві золотника розподільника 3 нагору чи вниз робоча рідина через нього і гнучкі шланги

11 буде надходити у верхню ( $P_v$ ) чи штокову порожнину циліндра 2 і поршень зі штоком 12 (вихідна ланка) буде відповідно пересуватися вниз зі швидкістю  $V_{шт} = V_{в.з.}$  чи нагору  $V_{шт}$ , а на вихідній ланці (штоку) 12 гідродвигуна можна буде реалізувати зусилля  $P_{шт}$ . Якщо робоча рідина з гідродвигуна зливається в масляний бак, як на рис. 3.55 б, то такий гідропривід називають з розімкнутою циркуляцією. Якщо ж рідина від гідродвигуна надходить безпосередньо в усмоктувальний трубопровід насоса – це гідропривід із замкнутою циркуляцією.

Гідропривід, у якому  $V_{в.з.} = \text{const}$ , називають нерегульований, а якщо  $V_{в.з.}$  перемінна, то регульований.

Відповідно до вищевказаних визначень, на рис. 3.55, б зображена гідравлічна схема гідроприводу зворотньо - поступального руху, з розімкнутою циркуляцією і дросельним регулюванням швидкості вихідної ланки, у якій установлений запобіжний клапан.

На (рис. 3.56, а) приведена принципова схема гідроприводу з поворотним характером руху вихідної ланки із розімкнутою циркуляцією потоку, а на (рис. 3.56 б) – принципова схема з замкнутою (закритою) циркуляцією потоку, обертового руху, з об'ємним регулюванням насоса.

Від мотора М, яким може бути ДВС чи електродвигун, приводиться в обертовий рух ( $n_n$ ) вал регульованого насоса 7, що створює тиск  $p_n$ , може подавати витрату  $Q_n$  по гідролінії 3 або 4 до нерегульованого реверсивного гідромотора 2. При подачі рідини  $Q_n$  з високим тиском  $p_n$  по трубопроводу 3 (гідролінія високого тиску) вал гідромотора 2 (вихідна ланка) буде обертатися проти часової стрілки, а трубопровід 4 буде гідролінією низького тиску, у яку з бака 10 підпиточний насос 5 подає витрату  $\Delta Q$  через зворотний клапан 6 для заповнення витоків  $\Delta Q$  робочої рідини з гідромашин.

Якщо робоча рідина  $Q_n$  з високим тиском  $p_n$  буде подаватися до гідромотора по трубопроводу 4 (гідролінія високого тиску) вал гідромотора 2 буде обертатися по часовій стрілці, а трубопровід 3 стане гідролінією низького тиску, у котру буде подаватися  $\Delta Q$  через зворотний клапан 7. При перевантаженні вала гідромотора і підвищенні робочого тиску до  $p_{max} = 1,25 p_n^{роб}$  робоча рідина буде скидатися, минаючи гідромотор, з гідролінії високого в гідролінію низького тиску відповідно через запобіжні клапани 8 чи 9.

На (рис. 3.56 в) приведена принципова схема гідроприводу з розімкнутою циркуляцією потоку, обертового руху, з об'ємним регулюванням гідромотора.

Схема потоку робочої рідини при роботі ОГП із регульованим гідромотором наступна: Н-2-М-3-Б-1-Н, де 1, 2, 3 - відповідно усмоктувальна, нагнітальна і зливальна гідролінії.

У даній схемі діапазон регулювання частотою обертання вала менше, ніж у схемі (рис. 3.56, б). При цьому буде також відсутня можливість здійснення його гідравлічного реверса.

льних сільськогосподарських машинах різного класу - від косілки - плющілки КПС-5М до зернозбиральних комбайнів СК-10 «Дон-Ротор», «Дон-1500» забезпечується за рахунок конструкції, а також зміни передаточних чисел КПП (поз. 4), головної передачі (поз. 5) і бортових редукторів (поз. 6).

Гідравлічна схема ГСТ-90 приведена на рис. 3.71.

Гідропривід ГСТ-90 містить у собі: бак 1 з датчиком дистанційного термометра 2, фільтром 3 і вакуумметром 5; теплообмінник 4; реверсивний регульований насос 6 з гідроапаратурою керування; нерегульований гідромотор 7 із клапанною коробкою; гідролінії: зливальня 8, напірні 9 і 9а високого чи низького тиску поперемінно із гнучкими шлангами 10, всмоктування 11 і дренажу 12.

Тяговий насос 6.1 і гідромотор 7.1 аксіально-плунжерні з похилим диском мають наступні основні параметри:  $p_{ном} = 22$  МПа і  $p_{max} = 35$  МПа,  $n_{ном} = 1500$  хв<sup>-1</sup> і  $n_{max} = 2590$  хв<sup>-1</sup>; робочий об'єм: насоса  $q_H = 0...90$  см<sup>3</sup>/об, мотора  $q_H = 91$  см<sup>3</sup>/об; потужність насоса - 46 кВт.

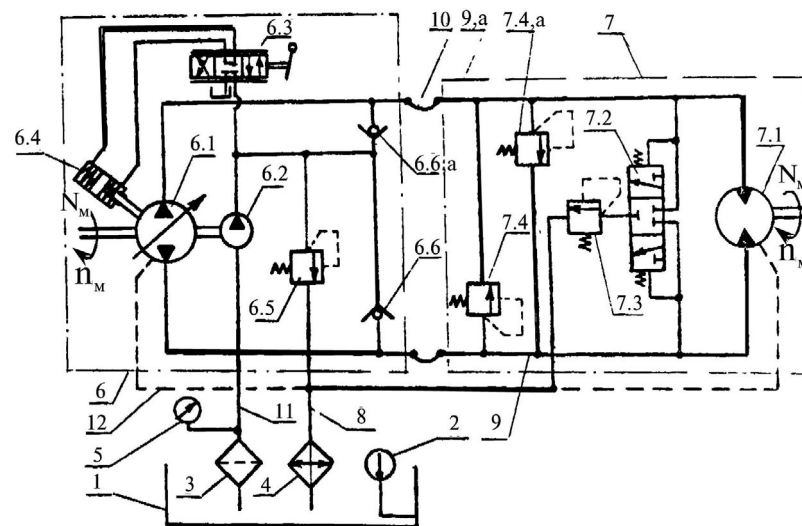


Рис. 3.71 Схема гідравлічна принципова трансмісії ГСТ-90.

Від вала тягового насоса 6.1 приводиться допоміжний шестеренний насос 6.2 із запобіжним клапаном 6.5, відрегульованим на тиск 1,5...1,8 МПа. Допоміжний насос обслуговує системи: керування, охолодження, очищення масла і підживлення гідроліній низького тиску, заповнення витоку робочої рідини з насоса 6.1 і гідромотора 7.7 і підтримки тиску на виході з гідромотора і вході в насос у межах 1,3...1,5 МПа.

Надійна робота гідроприводу ГСТ-90 можлива при ретельному дотриманні

При комплексній гідрофікації (рис. 3.70) використовують два насоси 1 і 2, один із яких, наприклад  $H_1$ , виконує функції ГВП, а другий  $H_2$  - подає рідину в гідромотори тягові ( $M_T$ ) привода коліс сільськогосподарської машини.

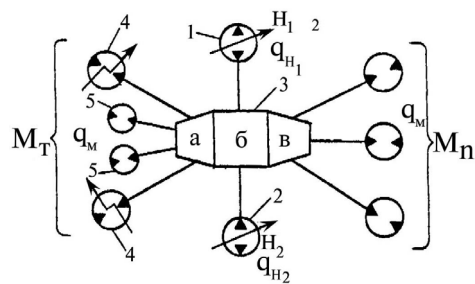


Рис. 3.70 Структурна схема багатоагрегатної ОГП.

дарської машини.

Для ГСТ тракторів класу від 6 до 30 кН із ГВП і комплексної гідрофікації самохідних зернозбиральних комбайнів досить мати чотири типорозміри насосів з робочим об'ємом  $q_H = 16, 40, 90, 125 \text{ см}^3/\text{об.}$  і три типорозміри гідромоторів  $q_M = 40, 90, 125 \text{ см}^3/\text{об.}$

Комплексна гідрофікація сільськогосподарської техніки дозволяє внести істотні якісні зміни в технологічні процеси. виробництва.

- сполучати технологічні операції;
- оптимізувати режими роботи окремих робочих органів і машини в цілому;
- розширити застосування й удосконалювати системи автоматичного водіння і керування роботою машинотракторного агрегату чи комбайна.

У результаті продуктивність, наприклад, комбайнів, підвищується на 25...30 %.

Основними причинами, що стримують комплексну гідрофікацію сільськогосподарської техніки є:

- недостатня номенклатура гідромашин і інших гідроагрегатів, що випускаються промисловістю;
- недостатня довговічність гідромашин (3000...5000 мотогодин), що досить для комбайнів, а для тракторів необхідно мати 7000...10000 мотогодин;
- малопотужність ГВП-ЗП на тракторах, що серійно випускаються;
- висока вартість ГСТ у порівнянні з механічною трансмісією;
- недостатня підготовленість ремонтної бази в господарствах і низька культура експлуатації гідромашин, особливо в частині забезпечення ГСТ необхідними марками масел і підтримки їхньої чистоти.

#### Гідропривода об'ємний ГСТ-90

На сучасних самохідних комбайнах, що випускаються серійно, встановлюється уніфікована двох агрегатна гідроб'ємна силова трансмісія ГСТ-90, виготовляється за схемою згідно рис. 3.69. Можливість уніфікації її застосування на мобі-

Гідромотори 4 зі ступенчатим регулюванням призначені для привода тягових коліс, а гідромотори нерегульовані 5 періодично підключаються в роботу від насоса  $H_1$  через розподільник 3 для привода керованих коліс, що дозволяє збільшувати тягове зусилля сільськогосподарської машини. Постійно через розподільник 3 потік робочої рідини від насоса  $H_1$  підводиться в гідромотори приводні ( $M_П$ ) робочих органів сільськогосподарської машини.

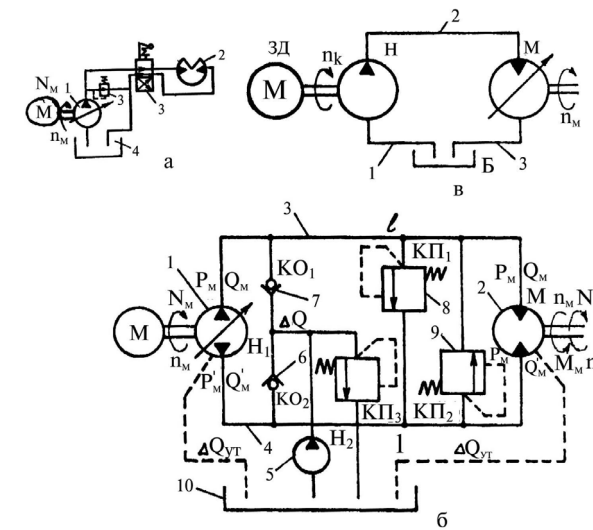


Рис. 3.56 Принципові схеми гідроприводів: а - поворотним характером руху вихідної ланки із розімкнутої циркуляцією потоку; б - з обертальним характером руху вихідної ланки, замкнутою циркуляцією; в - обертальним характером руху вихідної ланки, розімкнутою циркуляцією потоку і регульованим гідромотором.

На збиральних комбайнах застосовують найбільш економічну і зручну в експлуатації ОГП, виконану за схемою (рис.3.56) з регульованим насосом і гідравлічним реверсом гідромотора.

У верстатобудуванні і ряді інших галузей промисловості знайшли використання ОГП нероздільного виконання за схемою (рис.3.57) (моноблочна ОГП). В моноблочній ОГП в одному корпусі змонтовані регульований аксіально-поршневий насос з похилим диском і нерегульований реверсивний аксіально-поршневий гідромотор, блоки циліндрів яких спираються з двох сторін на загальну опорну шайбу з клапанами керування і каналами, що з'єднують порожнини циліндрів.

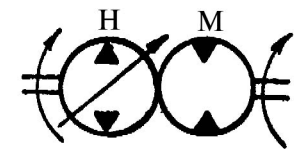


Рис. 3.57 Умовне графічне зображення нероздільного виконання ОГП.

### 3.5.2 Регулювання об'ємного гідроприводу

У гідроприводах із дросельним регулюванням швидкість руху вихідних ланок гідродвигунів змінюється за допомогою регулюючих гідроагрегатів, а в гідроприводах з об'ємним з допомогою регульованих гідромашин.

У стабілізуючому гідроприводі швидкість руху вихідної ланки гідродвигу-

на підтримується постійною, у програмному гідроприводі-змінюється по заданій програмі, а в слідкуючому гідроприводі-змінюється по визначеному закономірності від заданого впливу, величина якого заздалегідь невідома.

У сільськогосподарських машинах найбільше застосування знаходять гідроприводи з дросельним регулюванням, а в самохідних машинах з гідротрансмісією застосовуються гідропередачі з об'ємним регулюванням.

**Дросельний спосіб регулювання** швидкості через великі втрати потужності менш ефективний, особливо при експлуатації гідроприводів великої потужності. Однак гідравлічні схеми з дросельним регулюванням простіше і дешевше.

У гідроприводах із дросельним регулюванням застосовують переважно нерегульовані насоси, гідросхеми виконуються з розімкнутою циркуляцією. Характерно для цього способу нерівність:

$$Q_H > Q_D,$$

тобто, подача насоса  $Q_H$  більше, ніж витрата робочої рідини  $Q_D$  через гідродвигуни і частина робочої рідини постійно зливається в бак, не виконавши ніякої корисної роботи.

При дросельному регулюванні можливі два принципово різних способи включення регулюючого дроселя: послідовно з гідродвигуном і паралельно гідродвигу.

**Послідовне включення** регулюючого дроселя може бути здійснене в трьох варіантах: дросель включений на вході в гідродвигун, на виході з нього і на вході і виході одночасно (рис. 3.58). На приведених схемах нерегульований насос 1, гідродвигун - гідроциліндр 2 із двостороннім штоком, розподільник 3 двохпозиційний на схемах а і б, трьох позиційний на схемі в. Клапан 4 у даному випадку є переливним. Дроселем 5 (чи дроселіруючим розподільником на схемі в) можна регулювати швидкість переміщення поршня.

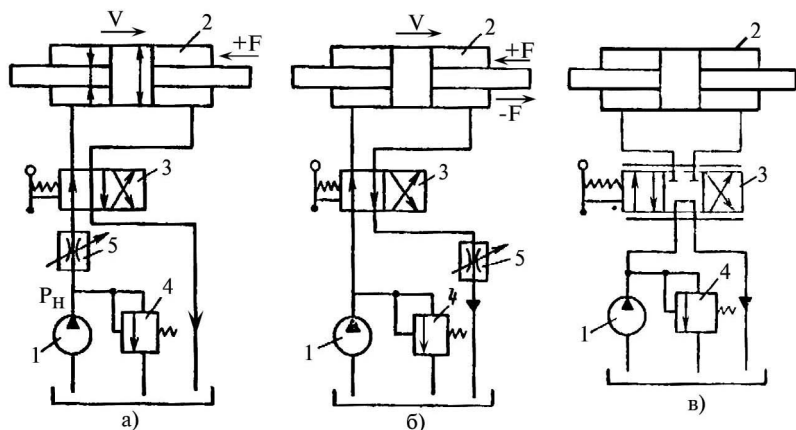


Рис 3.58. Схеми гідроприводів із дросельним регулюванням: а - дросель на вході; б - дросель на виході; в - дроселювання в розподільнику на вході і виході.

двигуна з'єднується з баком автомобіля.

При відключенні подачі рідини напірний золотник 2 під дією пружини займає вихідне положення, і гідромотор 6 під дією інерційних сил диска починає нагнітати рідину в штокову порожнину гідроциліндра 5, відводячи його у вихідне положення і цим включаючи привод транспортера. Дренажні витоки відводяться в зливальний трубопровід.

### Гідрооб'ємні силові трансмісії (ГСТ)

До 1980 року успішно пройшли іспити дослідних зразків колісних тракторів (МТЗ-80, Т40), самохідних шасі Т-16М и Ш-104М, а також різних марок самохідних комбайнів, обладнаних ГСТ для привода ходових систем машин.

Наприклад, трактор МТЗ-80 обладнаний ГСТ, у залежності від виконуваних операцій показав підвищення продуктивності МТА на 15...35%, хоча коефіцієнт корисної дії в ГСТ на 10...15% нижче, ніж у механічній передачі. У самохідного шасі Ш-104М, створеного ХТЗ, тягове зусилля зросло в залежності від ґрунтових умов на 31...41%, що з'явилося наслідком різкого зниження буксування коліс, що мають привод від гідромоторів. Крім того, з'явилася можливість роботи з одноосовим причепом, що було недосяжно для серійної машини Ш-104М с механічною трансмісією. Не випадково, у США всі садово-городні трактори і ряд інших міні-тракторів потужністю до 25 кВт випускають цілком гідрофіційованими із широким шлейфом причіпних і начіпних гідрофіційованих машин. ГСТ виготовляються по трьом схемах: двоагрегатні, трьоагрегатні і багатоагрегатні.

Найбільше поширення на сільськогосподарських машинах одержала двоагрегатна ГСТ, структурна схема, якої приведена на рис.3.69, а. У цій схемі об'ємна гідравлічна передача (ОГП), що складається з насоса 2 і гідромотора 3, установлюється між валом двигуна 1 і вхідним валом КПП 4. Далі крутячий момент через головну передачу 5, бортові редуктори 6 передається на ведучі колеса 7.

В якості насоса ГВП поки що застосовують нерегульовані шестеренні насоси. У трьоагрегатній ГСТ, зображеній на рис. 3.69, б, установлюють гідромотори 8 зі ступенчастим регулюванням, вихідні вали яких відразу з'єднують з бортовими редукторами 6.

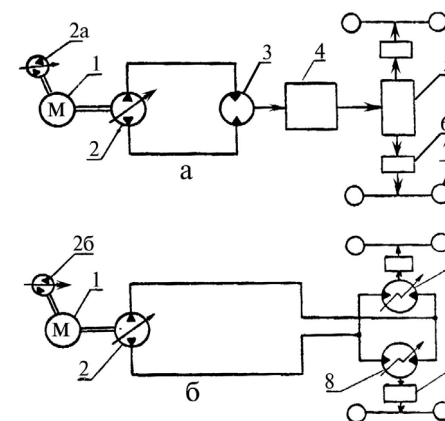


Рис. 3.69 Структурні схеми ГСТ: а - двоагрегатна; б - трьоагрегатна.

На самохідних комбайнах ГСТ застосовується в сполученні з гідроприводом активних робочих органів, тобто виконується комплексна гідрофікація сільськогосподарської машини з застосуванням багатоагрегатної ОГП.

У процесі роботи гідросистеми насос, що приводиться в дію від двигуна трактора, усмоктує робочу рідину з бака і нагнітає її в гідророзподільник, що має, крім золотників керування, запобіжний клапан з сервокеруванням і перепускний клапан. При нейтральному положенні золотників робоча рідина, проходячи гідророзподільник, через фільтр зливається в бак. При переміщенні золотника гідророзподільника в положення «Підйом» чи «Опускання» робоча рідина по трубопроводах надходить у поршневу чи штокову порожнину гідроциліндра націпної системи, опускаючи чи піднімаючи робоче знаряддя. З іншої порожнини гідроциліндра робоча рідина надходить у гідророзподільник і зливається в бак.

На більшості тракторів, крім гідроциліндра націпної системи, для агрегування із сільськогосподарськими машинами гідророзподільник має ще два золотники для керування виносними гідродвигунами.

Крім цих гідроагрегатів, трактори обладнані також спеціальними гідравлічними пристроями: гідропідсилювачем рулячи, гідрозбільшувачем зчіпної ваги (колісні трактори) і сервоприводами керування агрегатами трансмісії (гусеничні трактори) і ін.

**Неавтономний гідропривід активних робочих органів** може бути розглянутий на прикладі гідроприводу розкидувача мінеральних добрив, вапна і гіпсу КСА-3 (рис. 3.68).

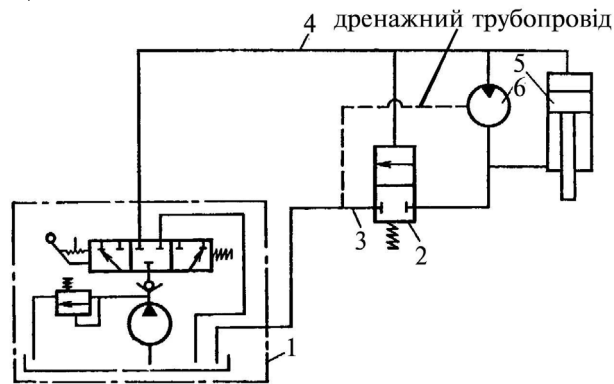


Рис. 3.68 Гідравлічна схема гідроприводу розкидувача мінеральних добрив КСА-3: 1 - гідросистема автомобіля; 2 - клапан запірний; 3, 4 - гідролінії; 5 - гідроциліндр; 6 - гідромотор.

Гідропривід причіпного розкидувача КСА-3 на автомобілі ЗИЛ-ММЗ-555 призначений для приводу відцентрового диска, що розсіює, і керування гідроциліндром включення привода транспортера, що подає добрива на відцентровий диск.

При включенні рукоятки гідророзподільника автомобіля робоча рідина від насоса по напірній магістралі 4 надходить до гідромотора 6, у штокову порожнину гідроциліндрів 5 і 6 напірного золотника 2. При цьому починається обертання відцентрового диска, включається привод транспортера і зливальна магістраль від гі-

При повному відкритті дроселя швидкість поршня буде максимальна. При зменшенні відкриття тиск перед дроселем підвищується, клапан відкривається і пропускає частину подачі насоса. Швидкість  $V_{\Pi}$  поршня при цьому зменшується. При повному закритті дроселя вся подача насоса направляється через клапан на злив у бак, а швидкість поршня дорівнює нулю. При постійному відкритті дроселя і збільшенні подоланого навантаження, тобто сили  $F$ , тиск насоса зростає, витрата через клапан збільшується, а швидкість поршня зменшується.

Знайдемо залежність між швидкістю  $V_{\Pi}$  поршня і навантаженням  $F$ , зневажаючи всіма гідравлічними опорами крім дроселя (чи вікон дроселіруючого розподільника).

$$V_{\Pi} = Q / S_{\Pi}$$

де  $Q$  - витрата рідини через гідроциліндр, дорівнює витраті через дросель:

$$Q_{\Pi} = Q_{\text{др}} = \mu S_{\text{др}} \sqrt{(2/\rho) p_{\text{др}}}, \quad (3.86)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт витрати;  $S_{\text{др}}$  - площа прохідного отвору дроселя;  $p_{\text{др}}$  - перепад тиску на дроселі:

$$\Delta p_{\text{др}} = p_{\text{н}} - p_{\text{ц}}, \quad (3.87)$$

де  $p_{\text{ц}}$  - тиск в гідроциліндрі, обумовлений навантаженням і площею поршня:

$$p_{\text{ц}} = F / S_{\Pi}, \quad (3.88)$$

$S_{\Pi}$  - ефективна площа поршня.

Гідродвигун, наприклад, гідроциліндр при розрахунку гідроприводу можна розглядати як особливий місцевий гідравлічний опір, що викликає втрату тиску. Виражаючи з урахуванням формул (3.86)-(3.88) будемо мати

$$V_{\Pi} = \mu (S_{\text{др}} / S_{\Pi}) \sqrt{(2/\rho) [p_{\text{н}} - (F / S_{\Pi})]}, \quad (3.89)$$

Швидкість  $V_{\Pi}$  при цьому не залежить від того, чи розташований дросель на вході в гідродвигун чи на виході з нього.

Для симетричного дроселіруючого золотникового розподільника і для гідроциліндра з двостороннім штоком витрати в робочих вікнах і перепади тиску в них однакові, тому для перепаду тиску на золотнику і  $V_{\Pi}$  будемо мати  $\Delta P_{\text{др.з.}} = 0,5(P_{\text{н}} - P_{\text{з}})$ ,

$$V_{\Pi} = \mu_{\text{др.з.}} (S_{\text{др.з.}} / S_{\Pi}) \sqrt{(p_{\text{н}} - F / S_{\Pi}) / \rho}. \quad (3.90)$$

Отже, при однакових навантаженнях  $F$  і швидкостях  $V_{\Pi}$

$$\sqrt{2} \mu S_{\text{др}} = \mu_{\text{др.з.}} S_{\text{др.з.}}$$

а при  $\mu = \mu_{\text{др.з.}}$ ,  $\sqrt{2} S_{\text{др}} = S_{\text{др.з.}}$  тобто площа кожного з робочих вікон дроселіруючого золотника в  $\sqrt{2}$  разів більше площі отвору дроселя.

Як видно з формул (3.89) і (3.90), залежність  $V_{\Pi} = f(F)$ , тобто наванта-

жувальна характеристика гідроприводу, при одночасному дроселюванні на вході і виході така ж, як і при одному дроселі на вході чи виході, і зображується спадаючою параболою (рис. 3.59), кожна з парабол відповідає своєму ступеню відкриття дроселя  $\bar{S} = S_{др} / S_{др, \max}$ .

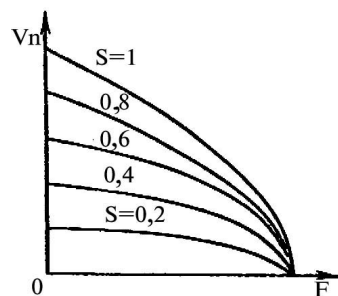


Рис. 3.59. Навантажувальні характеристики гідроприводу при послідовному включенні дроселя.

Швидкість вихідної ланки при її регулюванні послідовно включеним дроселем пропорційна  $\bar{S}$  і її максимальне значення виходить при  $\bar{S} = 1$ . Максимальне навантаження  $F_{\max}$ , при якій вихідна ланка гальмується ( $V_{п} = 0$ ), від ступеня відкриття дроселя не залежить.

У відношенні втрат тиску і ККД, при регулюванні послідовно включеним дроселем, байдуже, де виконується дроселювання потоку: на вході в гідродвигун, на виході чи на вході і виході одночасно. Однак дроселювання потоку на виході має свої переваги. При цьому гідродвигун працює більш стійко, особливо при знакозмінному навантаженні. Мається можливість регулювання гідро-

приводу при від'ємних навантаженнях, тобто при напрямку подоланої сили  $F$  у сторону переміщення поршня. Крім того, при установці дроселя в зливальній гідролінії тепло, що виділяється при дроселюванні потоку рідини, відводиться в бак без нагрівання гідродвигуна, як це має місце в схемі з дроселем на вході. У результаті гідродвигун працює в більш сприятливих умовах.

При використанні в якості гідродвигуна гідроциліндра з однобічним штоком варто мати на увазі, що витрата рідини  $Q$  у напірній лінії не дорівнює витраті  $Q'$  у зливальній лінії, тому що ефективна площа поршня з однієї сторони менше, ніж з іншої, на площу перетину штока. При цьому можливі наступні два випадки шток працює на сжим (товкаючий шток) і  $Q' < Q$ ; шток працює на розтягання (тянутий шток) і  $Q' > Q$ .

При дросельному регулюванні і будь-якому його включенню повний ККД гідроприводу визначається як втратами енергії в насосі і гідродвигуні, так і втратами, обумовленими процесом керування. Через це доцільно ввести поняття ККД процесу керування  $\eta_{п.к.}$ , що являє собою відношення потужності потоку  $N_r = p_r Q_r$ , витраченої в гідродвигуні, до потужності потоку  $N_{п.н} = p_n Q_n$  подаваного насосом, тобто

$$\eta_{п.к.} = p_r Q_r / (p_n Q_n), \quad (3.91)$$

Величина  $\eta_{п.к.}$  оцінює втрати потужності на регулювання швидкості вихідної ланки гідроприводу (ім же можна враховувати і втрати тиску в сполучних трубопроводах).

Повний ККД гідроприводу  $\eta_m$  дорівнює добутку ККД насоса на ККД процесу керування і на ККД гідродвигуна. Наприклад, при використанні гідроциліндра:

$N_{ГВП} \cdot \eta_{за} = 15-20$  кВт. ГВП-ЗП призначений, в основному, для роботи напірного пристрою трактора і керування його робочими органами. Його можна використовувати для приводу робочих органів малої потужності сільськогосподарських машин, наприклад вентилятора сівалки СУПН. Звичайно потужність ГВП-ЗП не перевищує  $0,3 N_{двг}$  двигуна, встановленого на тракторі чи комбайні.

Для приводу енергоємних робочих органів необхідний гідравлічний відбір підвищеної потужності (ГВП - ПП). Звичайно в якості ГВП-ПП використовують роторно-поршневий регульований насос, що може створити потік рідини для передачі потужності  $N_{гвп-пп} = 0,6 N_{двг}$ . Структурна схема ГВП-ПП представлена на рис. 3.66.

У ГВП-ПП частина потужності від вала двигуна 1 витрачається на привод насоса 2, що створює потік рідини, що має гідравлічну потужність, рівну  $N_n = p_n \cdot Q_n$ . Рідина рухається по трубопроводу 3 і через розподільник направляється в гідродвигун 5 для приводу різних робочих органів сільськогосподарських машин. Упровадження ГВП-ПП на тракторах з відповідним шлейфом сільськогосподарських машин дозволяє підвищити продуктивність МТА на 25...30% і дає економію металу приблизно 250 т на кожну тисячу машин.

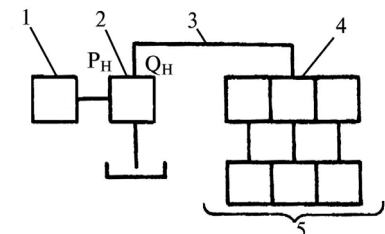


Рис. 3.66 Структурна схема ГВП-ПП

Роздільно-агрегатна гідросистема сучасних енергонасичених тракторів складається з уніфікованих вузлів і агрегатів,

Послідовність з'єднання гідроагрегатів тракторної гідросистеми показана на рис. 3.67.

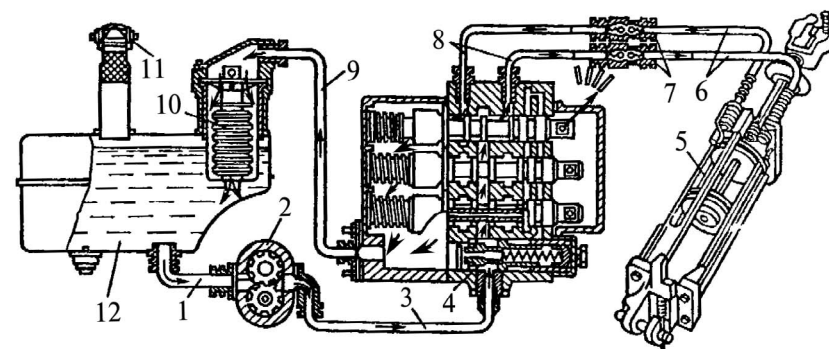


Рис. 3.67 Схема роздільно агрегатної навісної гідросистеми трактора: 1,3,6,8 і 9 – гідролінії; 2 – насос; 4 – гідророзподільник; 5 – гідроциліндр; 7 – запірні клапани; 10 і 11 – кондиціонери робочої рідини; 12 – робоча рідина.

площа насосів НШ50 і НШ67 дорівнює відповідно 0,067 і 0,1 м<sup>2</sup>, гідророзподільників Р80 і Р160-0.16 і 0,2 м<sup>2</sup>, баків тракторів Т-0150 К і К-701 – відповідно 0,7 і 0,8 м<sup>2</sup>.

### 3.5.4 Застосування об'ємного гідроприводу в сільськогосподарській техніці

В даний час у сільськогосподарському машинобудуванні широко впроваджуються гідрооб'ємні передачі. Багато років вже експлуатуються в сільському господарстві випускаємі серійно гідрофіковані машини: косіллка-плющілка самохідна КПС5-Г і пневматичні сівалки СУПН 8...12; самохідні комбайни: силосоуборочний КСК-100, кукурудзозбиральний КСКУ-6 «Херсонець 200», корнезбиральний РКС-6Б, зернозбиральний СК-10 «Ротор», «ДОН-1500» і ряд інших машин. Досвід експлуатації показав, що застосування гідрооб'ємних приводів замість механічних передач дозволяє підвищити продуктивність комбайнів і машинно-тракторних агрегатів (МТА) у різних географічних зонах землеробства на 20...45 %.

Подальше впровадження об'ємних гідроприводів на сільськогосподарських машинах полягає в переході до комплексної гідрофікації сільськогосподарської техніки, включаючи як самохідні машини, так і МТА.

З великої розмаїтості гідроприводів, застосовуваних на сільськогосподарській техніці, найбільш характерні:

- гідроприводи керування машинами і сільськогосподарськими агрегатами;
- гідрооб'ємні кермові механізми, гідропідтисні фрикційні механізми, гідронапісні пристрої тракторів, гідрогальма і т.п;

#### Гідроприводи робочих органів сільськогосподарських машин:

а) гідрооб'ємні приводи активних робочих органів обертового руху: ґрунтових фрез, валів причіпних збиральних машин, шнеків, дискових ножів, пилок і т.п.;

б) гідрооб'ємні приводи робочих органів зворотно-поступального руху: Ріжущих апаратів жниварок, і косарок, вібраційних пристроїв сільськогосподарських машин і т.п.

- ГСТ (гідрооб'ємні силові трансмісії) ходових систем комбайнів, тракторів і інших самохідних сільськогосподарських машин.

- Гідропривод допоміжного призначення, що полегшує працю механізатора:

- Гідрофіційований гак, сервомеханізм муфти зчеплення й інші сервоприводи механізмів машин.

Для всіх перерахованих груп гідроприводів, крім ГСТ характерним є те, що вони можуть бути автономними чи не автономними. Використання не автономних гідроприводів пов'язано з рішенням питання гідравлічного відбору потужності.

Усі сучасні трактори і комбайни з механічною трансмісією обладнані гідравлічним відбором потужності загального призначення - ГВП-ЗП (допоміжний шестеренний насос), з якого можна зняти потік гідравлічної потужності в межах

$$\eta_{rn} = \frac{F_{v_n}}{N_{\Pi}} = \frac{p_H Q_H}{N_H} \cdot \frac{p_r Q_r F V_{\Pi}}{p_H Q_H p_z Q_z} = \eta_H \eta_{\Pi K} \eta_z, \quad (3.92)$$

У [4] викладений доказ того, що навіть при ККД насоса і гідродвигуна рівних одиниці ККД регульованого гідроприводу з послідовним включенням дроселя не може бути більше 0,385.

Настільки низьке значення  $\eta_{\Pi K}$  пояснюється тим, що на оптимальному режимі роботи гідропривода тільки 58 % подачі насоса направляється в гідродвигун (інша частина йде через клапан) і лише 2/3 тиску насоса використовується в гідродвигуні (інша губиться в дроселі), тобто втрати потужності відбуваються одночасно й у дроселі і в клапані.

Варто мати на увазі, що загальний ККД гідропривода буде ще нижче за рахунок утрат потужності в насосі і гідродвигуні.

**Паралельне включення дроселя** показане на схемі гідропривода (рис. 3.60)

У точці М робоча рідина розгалужується: один потік через розподільник 2 направляється в гідроциліндр, а інший - в регулюючий дросель 3. Клапан 4 у даному випадку є запобіжним. Він відкривається лише при надмірному підвищенні тиску в системі.

Швидкість  $V_{\Pi}$  вихідної ланки - штока гідроциліндра - регулюється зміною ступеня відкриття дроселя. Чим вона менше, тим більша частка подачі насоса направляється в гідроциліндр і тем більше швидкість  $V_{\Pi}$ . При повному закритті дроселя швидкість  $V_{\Pi}$  найбільша. При повному відкритті дроселя швидкість поршня зменшується до нуля чи до мінімального значення в залежності від навантаження  $F$ .

Для паралельного включення дроселя, припускаючи, що втрати тиску в розподільнику і гідролініях відсутні, маємо:

$$Q_H = Q_z - Q_{op}; \quad p_H = p_z - p_{op} = F / S_{\Pi}$$

Друге рівняння записане на підставі рівності втрат тиску в паралельних трубопроводах.

Швидкість поршня:

$$V_{\Pi} = Q_r / S_{\Pi} = (Q_H - Q_{lh}) / S_{\Pi};$$

$$\text{Витрата через дросель: } Q_{op} = \mu S_{op} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot p_{op}} = \mu S_{op} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{F}{S_{\Pi}}}$$

Після підстановки в рівняння швидкості поршня  $Q_{DP}$  з одержимо:

$$V_{\Pi} = \frac{1}{S_{\Pi}} \left( Q_H - \mu S_{op} \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{F}{S_{\Pi}}} \right), \quad (3.99)$$

На рис. 3.61 показані навантажувальні характеристики гідроприводу при його регулюванні паралельно включеним дроселем, побудовані по формулі (3.99) для ряду постійних значенні  $\bar{S} = S_{op} / S_{op \max}$

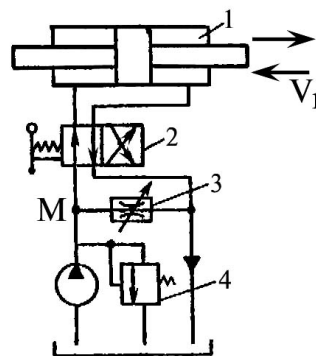


Рис. 3.60. Схема гідроприводу з дросельним регулюванням при рівнобіжному включенні дроселя

На відміну від характеристик при послідовному включенні дроселя, вони мають протилежну кривизну і виходять з однієї тички, що відповідає  $V_{П.мах}$  і  $F=0$ . Навантаження  $F_{мах}$ , що викликає гальмування вихідної ланки, зменшується зі збільшенням ступеня відкриття дроселя і при  $S \rightarrow 0$   $F_{мах} \rightarrow \infty$ . При паралельному включенні виключається можливість регулювання при напрямку подоланої сили уздовж штока убик його переміщення.

ККД гідроприводу при паралельному включенні дроселя визначається так само, як і при послідовному включенні формулою (3.92), а при допущенні, що  $\eta_H = \eta_T = 1$ , він дорівнює ККД процесу керування  $\eta_{Г.П} = \eta_{П.К}$ .

У [4] доведено що ККД гідроприводу при паралельному включенні дроселя визначається по формулі

$$\eta_{ПК} = 1 - \bar{S}, \quad (3.100)$$

Об'ємне регулювання здійснюється при наявності в схемі гідроприводу регульованого насоса чи гідродвигуна. Нерідко використовується регулювання як насосом так і гідродвигуном.

Як регульовані насоси і гідромотори одержали поширення роторно-поршневі і пластинчасті гідромашини.

Введемо в розгляд безрозмірний параметр  $e$  регулювання гідромашини, який дорівнює відношенню поточного значення робочого об'єму  $q_0^1$  до максимального його значення  $q_0$ , тобто  $e = q_0^1 / q_0$ .

Регулювання зміною робочого об'єму насоса (рис. 3.93, а) і полягає в плавній зміні швидкості руху вихідної ланки гідродвигуна шляхом зміни параметра  $e_H$ . Мінімальне його значення відповідає мінімальному робочому об'єму, насоса і, отже, мінімальній швидкості вихідної ланки. Максимальна швидкість останнього виходить при  $e_H = 1$ , тобто при  $q_{ОН}^1 = q_{ОН}$ .

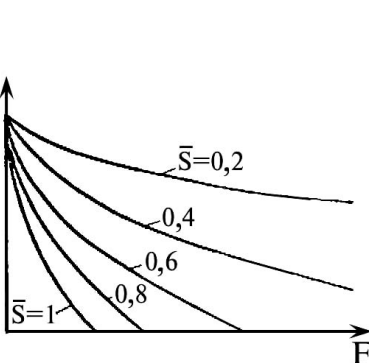


Рис. 3.61. Навантажувальні характеристики гідроприводу при рівнобіжному включенні дроселя

л/хв;  $\eta_c$  - повний ККД гідродвигуна.

Якщо прийняти  $\Delta t = 35^\circ\text{C}$ , то необхідний об'єм масла в баці визначиться по формулі:

$$W_M = \sqrt[3]{\left(\frac{\theta}{0,064 K \Delta t}\right)^3}, \quad (3.137)$$

Об'єм масла в гідробаці не повинний перевищувати двох - трихвилинної подачі насоса, тобто:

$$W_M = (2 - 3) Q, \quad (3.138)$$

Якщо з одного бака харчуються два насоси, то

$$W_{max} = 1,3(W_{M1} + W_{M2}), \quad (3.139)$$

де  $W_{M1}$  і  $W_{M2}$  - об'єм рідини, необхідний для харчування кожного насоса,  $\text{м}^3$ .

Повний геометричний об'єм гідробака  $W_6$  визначають з умови його заповнення на 0,8 висоти й округляють до найближчого значення по каталогу: 10, 16, 25, 40, 63, 100, 125, 160, 200, 250,  $\text{дм}^3$ .

Якщо в результаті розрахунку об'єм масла виявиться більше двох - трихвилинної подачі насоса, варто прийняти  $W_M = W_{max}$  і визначити кількість теплоти  $\theta_6$ , що буде відводиться через стінки гідробака:

$$\theta_6 = 0,64 K \Delta t^3 \sqrt{W_{max}^2}, \quad (3.140)$$

Для відводу надлишкової кількості теплоти  $\theta_T = \theta - \theta_6$  необхідно застосовувати теплообмінник (радіатор).

Площа радіатора  $F_p$ ,  $\text{м}^2$ :

$$F_p = F_n - \sum F_{zn}, \quad (3.141)$$

де  $F_n$  - необхідна площа охолодження,  $\text{м}^2$ ;  $\sum F_{zn}$  - сума площ поверхні всіх елементів даного гідроприводу,  $\text{м}^2$ .

$$F_n = 859,52 \frac{\Delta N_n K_B}{K_T (T - T_0)}, \quad (3.142)$$

де  $\Delta N_n$  - утрати потужності гідроприводом, кВт;  $T$  - максимальна розрахункова температура робочої рідини,  $^\circ\text{C}$ ;  $T_0$  - задана температура навколишнього середовища,  $^\circ\text{C}$ ;  $K_T = 13$  Ккал/мг - теплопровідність для вільно обтічної повітрям поверхні гідроприводу, [10].

$$\Delta N_n = N_H - N_{\Sigma}, \quad (3.143)$$

$$K_B = \frac{t_{роб}}{t_{см}}, \quad (3.144)$$

де  $N_B$  - ефективна потужність гідродвигунів, кВт;  $t_{роб}$  - фактичний час роботи гідроприводу, с;  $t_{см}$  - змінний час роботи машини, с.

При практичних розрахунку, можна користуватися наступними даними:



(наг.) трубопроводі від насоса до гідродвигуна.

Якщо одержимо  $p_{np} < p_n^{ном}$ , то насос обраний правильно. Якщо  $p_{np} > p_n^{ном}$  зазначеного в паспорті насоса, то необхідно збільшити діаметри трубопроводів і підібрати інші гідроапарати, щоб зменшити величину втрат у них чи змінити марку насоса. У правильно спроектованому гідроприводі  $\Delta p_v \leq 0,06 p_{np}$

Для розрахунку уточненого ККД гідроприводу ( $\eta_{гп} = \frac{N_{гд}}{N_H}$ ) знаходимо по-

тужність на валу насоса  $N_H = \frac{p_{np} \cdot Q_H}{\eta_{н.г.мех}}$ , а також на вихідній ланці ( $N_{гд}$ ) гідро-

двигуна: гідроциліндра  $N_{гд} = F_{шт} \cdot V_{шт}$  чи гідромотора  $N_M = \Delta p_M \cdot Q_M \cdot \eta_{м.г.мех}$ ;

де  $\eta_{м.г.мех} = \eta_M / \eta_{о.м}$  – гідромеханічний ККД гідромотора;

$\eta_{н.г.мех} = \eta_n / \eta_{о.м}$  – гідромеханічний ККД насоса

$\eta_M$ ,  $\eta_n$  – відповідно повний ККД мотора і насоса (приводиться в паспорті гідромашин).

У правильно спроектованому гідроприводі його ККД повинен бути в межах  $\eta_{гп} = 0,70 \dots 0,80$ .

Тепловий розрахунок гідроприводу проводиться з метою виключити перегрів робочої рідини, який зменшує продуктивність і ресурс гідроагрегатів. При роботі гідроприводу внаслідок механічних, гідравлічних і об'ємних втрат відбувається виділення теплової енергії, що йде на нагрівання гідробака з маслом, а також розсіюється в навколишнє середовище.

Перевищення сталої температури масла в баці  $\Delta t$  над температурою навколишнього середовища визначають по формулі:

$$\Delta t = \theta / (KF), \quad (3.122)$$

де  $\theta$  – кількість теплоти, виділена в гідроприводі за час  $t$ ;  $K$  – коефіцієнт теплопередачі від масла навколишньому повітрю; при відсутності місцевої циркуляції  $K=12$  Вт/(м<sup>2</sup>·кал); при обдуві бака  $K=17$  Вт/(м<sup>2</sup>·кал);  $F$  – площа поверхні гідробака, мм<sup>2</sup>;

$$F = 0,064 \sqrt{W_6^2}$$

$W_6$  – об'єм масла в баці, дм<sup>3</sup>.

$$\theta = 3600(N_n - N_g)t, \quad (3.134)$$

$$N_n = \frac{p_n Q_n}{60 \eta_n}, \quad (3.135)$$

$$N_g = \frac{p_g Q_g}{60 \eta_g}, \quad (3.136)$$

де  $p_n$  – тиск на виході насоса, МПа;  $Q_n$  – подача насоса, л/хв;  $\eta_n$  – повний ККД насоса;  $p_g$  – тиск у гідродвигуні, МПа;  $Q_g$  – витрата, споживана гідродвигуном,

При закритому запобіжному клапані швидкість вихідної ланки гідроприводу визначається розмірами машин, їх об'ємними ККД і змінюється пропорційно параметру регулювання, тобто для гідроприводу поступального руху по формулі:

$$V_{п} = e_H (q_{0H} / S_{п}) n_H \eta_0, \quad (3.101)$$

для гідроприводу обертального руху по формулі:

$$n_r = (e_H q_{0H} / q_{0r}) n_H \eta_0,$$

де об'ємний ККД гідроприводу  $\eta_0 = \eta_{о.н} \eta_{о.г}$  є лінійно, спадаючою функцією тиску в системі, тобто навантаження на вихідній ланці. Крім того, об'ємний ККД трохи зменшується зі зменшенням параметра  $e_H$ , тому що витрата витоків мало залежить від робочого об'єму, але ця витрата відноситься до ідеальної подачі насоса, що убуває зі зменшенням параметра  $e_H$ .

Таким чином, при постійному  $e_H$  і збільшенні навантаження на вихідній ланці гідродвигуна швидкість цієї ланки трохи убуває через вплив витоків у насосі і гідродвигуні. Однак через те, що об'ємні ККД сучасних гідромашин досить високі, це зменшення швидкості вихідної ланки невелике.

При установці декількох значень  $e_H = const$  навантажувальні характеристики гідроприводу, тобто залежності  $V_{п}$  від  $F$  для поступального руху поршня гідроциліндра чи  $n_r$  від  $M_{кр.г}$  для обертального руху вала гідромотора мають вигляд, показаний на (рис. 3.62) (область ОЕВС).

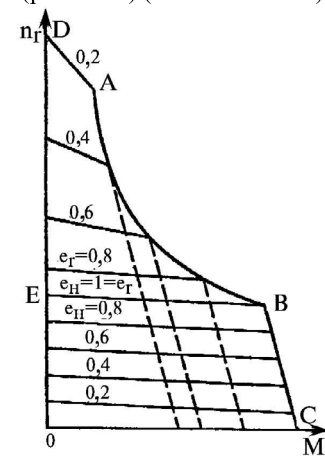


Рис. 3.62 Навантажувальні характеристики регульованого гідроприводу

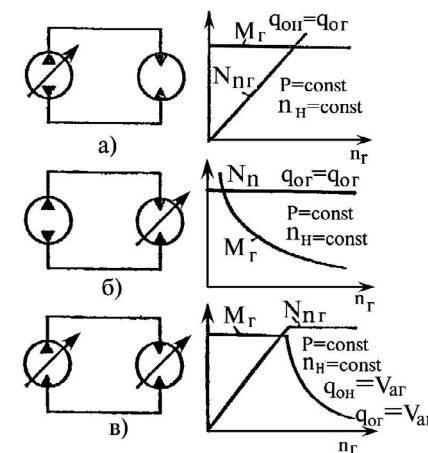


Рис. 3.63. Варіанти об'ємного регулювання гідроприводу: а - регулювання насосом; б - регулювання гідромотором; в - регулювання насосом і гідромотором

При деякому граничному значенні навантаження (максимальному тиску в системі) спрацьовує запобіжний клапан або автомат зміни робочого об'єму насоса

і швидкість вихідної ланки круто зменшується до нуля (гілка ВС), тому що відбувається гальмування гідродвигуна під навантаженням.

Навантажувальні характеристики показують так зване осідання гідроприводу, тобто зниження швидкості вихідної ланки, обумовлене навантаженням складає:

$$e_{гп} = \eta_{он} \cdot \eta_{ог}$$

При використанні гідромотора повне осідання гідроприводу при закритому запобіжному клапані дорівнює відношенню частот обертання при граничному і нульовому навантаженнях.

На цю величину при значних тисках відчутно впливає стискальність рідини.

Стискальність робочої рідини збільшує осідання гідроприводу і тим більше, чим - вище тиск.

Регулювання зміною робочого об'єму гідронасоса протікає при  $P = \text{const}$  і  $n_n = \text{const}$

Потужність, що розвивається гідроприводом при постійному тиску в системі зростає при регулюванні (збільшенні робочого об'єму) насоса. Швидкість вихідної ланки при цьому зростає, а зусилля на штоку гідроциліндра чи момент на валу гідромотора залишаються постійними (рис. 3.63,а)

Реверс гідродвигуна, тобто зміна напрямку руху вихідної ланки гідроприводу при регульованому насосі, можна здійснити двома способами: за допомогою гідро розподільників, чи зміною напрямку подачі (реверсом подачі насоса). Другий спосіб можливий лише в гідроприводах із замкнутою циркуляцією рідини і здійснюється спочатку зменшенням робочого об'єму насоса до нуля, а потім зміною знака ексцентриситету в шибєрному і радіальному роторно-поршковому, чи зміною знака кута відхилення диска (блоку)  $\beta$  в аксіальних роторно-поршкових насосах. При переході через нульовий робочий об'єм приходить до проходження зони нечутливості, на границях якої гідромотор зупиняється, тому що вся подача насоса йде на компенсацію витоків. Усередині цієї зони насос не здатний компенсувати витрати. Тому разом з частотою обертання гідромотора тиск у гідроприводі поступово зменшується до нуля.

**Регулювання зміною робочого об'єму гідромотора** можливо лише, в гідроприводах обертального руху. Якщо насос працює при постійних частоті обертання і тиску, то регулювання гідроприводу здійснюється при постійній потужності насоса (рис. 3.63, б).

При зменшенні робочого об'єму  $q_{ог}$  гідромотора від максимального його значення ( $e_z = I$ ) до мінімального ( $e_z = e_{zmin}$ ) частота обертання його вала  $n_z$  буде збільшуватися. Крутящий момент  $M_z$ , на валу гідромотора через приблизну сталість розвиваємої: потужності, рівної  $N_{n.z} = M_z \omega_z$ , буде убавати зворотно пропорційно  $\omega_z$ , тобто по гіперболічному законі. При таких регулюванні частота обертання гідромотора

$$Re = Vd / \nu, \quad (3.125)$$

При ламінарному плину рідині ( $Re > 2300$ )

$$\lambda = 75 / Re, \quad (3.126)$$

При турбулентному плинні ( $Re \geq 2300$ ) коефіцієнт тертя  $\lambda$  залежить від числа Рейнольдса і від відносної шорсткості стінок каналу. Сталеві труби мають шорсткість  $\Delta = 0,03$  мм, труби з кольорових металів вважаються практично гладкими. Значення швидкості для труб із різних матеріалів наведені в додатку 2. Якщо  $\Delta d_m < 10$ , то шорсткістю можна знехтувати і коефіцієнт тертя буде:

$$\lambda = 0.3164 \sqrt[4]{Re}, \quad (3.127)$$

При  $Re > 10^5$  коефіцієнт тертя практично не залежить від  $Re$  і можна прийняти  $\lambda = 0,02$ .

Втрати на місцевих опорах визначимо по формулі:

$$\Delta p_M = 0.5 \rho \xi V^2, \quad (3.128)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт місцевого опору.

Втрати в гідроагрегатах, установлених на ділянці, що розраховується, приведені в довідниках і каталогах на гідроапаратуру і даються для максимальної витрати через гідроагрегат. Якщо для конкретного випадку витрата менше максимальної, то табличні значення втрат необхідно перерахувати по формулі

$$\Delta p_{za} = \Delta p_M \left( \frac{Q_d}{Q_{max}} \right)$$

де  $\Delta p_a$  - втрати тиску на гідроагрегаті при дійсному значенні витрати  $Q_d$ ;  $\Delta p_M$  – втрати тиску, узяті із каталогу при максимальному значенні витрати,  $Q_{max}$ .

При послідовному з'єднанні загальні втрати тиску являють собою суму втрат тиску на всіх ділянках:

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta p_{mpi} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{Mi} + \sum_{i=1}^n \Delta p_{Gai}$$

Необхідний тиск  $P_{np}$  насоса визначається по формулі:

$$P_{np} = P_{zo} + \Delta P_{\Sigma}, \quad (3.129)$$

де  $P_{zo}$  – уточнений робочий тиск у гідродвигуні:

для гідромотора:

$$P_M = \frac{2\pi M_{кр.M}}{q_{тм} \eta_M}, \quad (3.130)$$

для гідроциліндра:

$$\Delta p_u = \frac{4F_{um}}{\pi D_n^2 \eta_{мех}} + p_{zl} \left( 1 - \frac{d_{um}^2}{D_n^2} \right), \quad (3.131)$$

де  $p_{cl}$  – тиск у зливальній гідролінії

Втрати  $\sum_{i=1}^n \Delta p_{mpi}$ ,  $\sum_{i=1}^n \Delta p_{Mi}$  і  $\sum_{i=1}^n \Delta p_{Gai}$  розраховують у нагнітальному

рахункове значення  $q_{mp}$ . Знаючи:  $q_{mp}$ ,  $p_m^{ном}$ ,  $n_m$  і тип гідромотора, по каталогу вибираємо його марку і, приймаючи остаточні значення  $q_{tm}$ ,  $p_m^{ном}$ ,  $n_m$ ,  $\eta_m$ , знаходимо витрату рідини через гідромотор:

$$Q_m = \frac{q_{tm} n_m}{\eta_{om}}, \quad (3.120)$$

де  $\eta_{om}$  - об'ємний ККД гідромотора (по каталогу).

Вибір марки насоса. Витрату рідини  $Q_m$  можна знайти через подачу насоса

$Q_{np}$ :

$$Q_m = Q_{np} \eta_{on} = q_{np} n_n \eta_{on}, \quad (3.121)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (3.120) і (3.121) вирішуючи відносно  $q_{np}$  одержимо:

$$q_{np} = \frac{q_{tm} n_m}{n_n \eta_{on} \eta_{om}}, \quad (3.122)$$

де  $q_{np}$  - необхідна розрахункова подача насоса за один оборот його вала,  $m^3/об$ ;  $\eta_{on}$  - об'ємний ККД насоса.

Робочий тиск на виході з насоса можна знайти:

$$p_{np} = p_m + \Delta p_{yup}, \quad (3.123)$$

де  $\Delta p_{yup}$  - утрати тиску при русі рідини від насоса до гідромотора (рис. 3.56, б) у попередньому розрахунку можна прийняти  $\Delta p_{yup} = 0,1 p_m^{ном}$  і  $p_m = p_m^{ном}$  (номінальний тиск мотора).

Знаючи:  $q_{np}$ ,  $p_n$ ,  $n_n$  і задавшись типом гідронасоса з каталогу вибираємо його марку і приймаємо остаточні значення  $q_{tn}$ ,  $p_n^{ном}$ , і  $n_n$ .

Далі типорозміри гідроагрегатів і діаметри трубопроводів розраховуються і підбираються за максимальним значенням тиску  $p_{max}$  і  $Q_{max}$  у трубопроводі тієї гідролінії, у якій вони встановлені.

Уточнений гідравлічний розрахунок гідроприводу полягає в остаточній перевірі прийнятих техніко-економічних рішень при попередніх розрахунках при виборі марки і типу гідроагрегатів і їхньому компонуванню в принциповій схемі.

Для цього використовуються паспортні дані вибраних гідроагрегатів і діаметри трубопроводів.

Гідравлічні втрати в гідролініях складаються з втрат на гідравлічне тертя  $\Delta p_m$ , втрат у місцевих опорах  $\Delta p_m$  і втрат у гідроагрегатах  $\Delta p_{za}$ .

Втрати тиску на тертя визначаються по формулі:

$$\Delta p_m = (0,5 \lambda \rho V^2) / d$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт тертя;  $l$  - довжина ділянки, м;  $\rho$  - щільність  $kg/m^3$ ;  $V$  - середня швидкість рідини,  $m/s$ ;  $d$  - діаметр труби чи шланга, м.

Коефіцієнт тертя  $\lambda$  залежить від режиму плинності рідини і визначається по числу Рейнольда:

$$n_r = q_{on} n_n \eta_{on} \eta_{or} / (e_r q_{or}), \quad (3.103)$$

При зменшенні робочого об'єму гідромотора і збільшенні моменту  $M_r$  (тиску  $p_r$ ) об'ємний ККД гідроприводу  $\eta_{on} = \eta_{on} \eta_{or}$  зменшується. Тому навантажувальні характеристики гідроприводу в даному випадку (область ABED на рис. 3.62) зображуються лініями, нахил яких у бік осі абсцис зі зменшенням параметра  $C_r$  збільшується. Крива АВ обмежує область можливих режимів роботи, обумовлену настроюванням запобіжного клапана.

Як впливає з формули (3.103), при  $e_r \rightarrow 0$  частота обертання гідромотора прагне до нескінченності. Допускати занадто малі значення робочого обсягу гідромотора не можна. При цьому виникає спочатку хитлива робота, а потім і самогальмування гідромотора. Момент  $M_r$ , що розвивається гідромотором, при  $q_{or} = a$  (рис. 3.64) стає рівним моменту тертя усередині його механізму й останній зупиняється навіть при відсутності навантаження.

Найчастіше регулювання за допомогою гідромотора застосовується в системах, де регульованим також є і насос.

**Регулювання зміною робочих об'ємів насоса і гідромотора** (рис. 3.63, в) здійснюється з метою розширення діапазону регулювання гідроприводу. Регулювання виконується послідовно.

Якщо потрібно поступово збільшити швидкість обертання вала гідромотора до  $n_{rmax}$  (наприклад, при троганні з місця і розгоні транспортного засобу), то регулювання виконується в наступному порядку: 1) насос встановлюють у положення нульового робочого об'єму, а гідромотор - у положення максимального, привідний двигун виводять на задану постійну частоту обертання; 2) робочий об'єм насоса поступово збільшують до максимального, унаслідок чого швидкість вихідної ланки зростає до значення, що відповідає номінальній потужності привода; 3) збільшують швидкість вихідної ланки зменшенням робочого об'єму гідромотора до мінімального значення, обумовленого початком хитливої роботи.

Перший етап розгону відбувається при постійному моменті  $M_r$  і зростаючій потужності привода. Для другого характерно зменшення крутячого моменту, і постійній потужності.

При закритих клапанах у загальному випадку об'ємного регулювання з рівності  $Q_H = Q_r$  одержимо

$$n_r = [(e_n q_{on}) / (e_r q_{or})] n_n \eta_{on} \eta_{or}, \quad (3.104)$$

ККД об'ємного гідроприводу з об'ємним регулюванням визначають так само, як і у випадку нерегульованого привода. На відміну від нерегульованого гідроприводу ККД гідромашин крім тиску, частоти обертання і в'язкості істотно за-

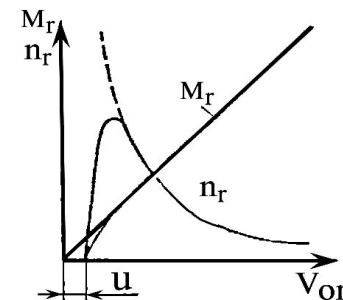


Рис. 3.64 Зона самогальмування гідромотора.

лежать ще і від параметрів регулювання  $e_H$  і  $e_T$ . Максимальний ККД гідропривода має місце в області максимальних робочих об'ємів насоса і гідромотора, тобто при  $e_H = e_T = 1$ .

Порівняння різних способів регулювання гідроприводу, розглянутих раніше: двох варіантів дросельного й об'ємного, доцільно провести по трьом показниках: по навантажувальним характеристикам, ККД і вартості застосовуваних гідромашин і апаратури.

Найбільшою стабільністю навантажувальною характеристикою володіє гідропривод з об'ємним регулюванням. Значно гірше в цьому відношенні дросельне регулювання з паралельним включенням дроселя ще гірше дросельне регулювання з паралельним включенням дроселя.

Найбільш високого ККД гідропривод досягає при об'ємному регулюванні, нижче – при дросельному з паралельним включенням дроселя і ще нижче при дросельному з послідовним його включенням.

Отже, по двом найважливішим показникам - навантажувальним характеристикам і ККД - кращі якості має гідропривід з об'ємним регулюванням. Однак при виборі способу регулювання гідроприводу необхідно враховувати ще економічні показники.

Регульовані гідромашини - насоси і гідромотори - більш дорогі, чим нерегульовані. Тому використовуючи регульований гідропривод йдуть на значні капітальні витрати, але зате завдяки більш високому ККД одержують економію в експлуатаційних витратах, тобто у вартості енерговитрат. В зв'язку з цим об'ємне регулювання гідроприводу звичайно застосовують, коли істотними є енергетичні показники, наприклад, для гідроприводів великої потужності і з тривалими режимами їхньої роботи. Гідроприводи з дросельним регулюванням і дешевими, наприклад, шестеренними насосами використовують звичайно в малопотужних системах, а також, коли режими роботи гідроприводу короткочасні.

### 3.5.3 Основи розрахунку об'ємного гідроприводу

Загальні відомості. До розрахунку гідроприводу можна приступати при наявності:

- технічної характеристики і схеми машини, частиною якої повинний бути гідропривід;
- чіткого уявлення про призначення гідроприводу і вимоги, пред'являємi до нього;
- вихідних параметрів гідропривода - зусилля на штокові гідроциліндра і швидкості руху виконавчого механізму з поступальним рухом, крутячого моменту і частоти обертання вихідного вала виконавчого механізму з обертальним рухом;
- принципової схеми гідроприводу.

На першому етапі проводяться оцінка потужності і вибір типу гідроприводу.

Типорозміри запобіжного клапана, розподільника і регульованого дроселя підбираються за максимальним значенням тиску  $p_{max}$  і витрати  $Q_{max}$  у трубопроводі тієї гідролінії, у якій вони встановлені. У гідролінії на виході з насоса:  $p_{max} = 1,25 p_{up}$  у трубопроводі зливної гідролінії можна приймати  $p_{max} = 0,6$  Мпа. Типорозмір розподільника можна вибрати з [6] запобіжного клапана і регульованого дроселя [7]. При цьому довідкової літератури виписують значення номінальної витрати  $Q_{ном}^{Ga}$ , номінального тиску  $p_{ном}^{Ga}$ , внутрішніх витоків  $\Delta Q_{ном}^{Ga}$  і втрати тиску  $\Delta p_{ном}^{Ga}$ . При виборі типорозміру гідроагрегата необхідно, щоб величини  $p_{ном}^{Ga}$  і  $Q_{ном}^{Ga}$  були рівні чи більше  $p_{max}$  і  $Q_{max}$  в трубопроводах гідроліній, у яких встановлені ці гідроагрегати.

При підборі фільтра, враховують тонкість очищення, пропускну здатність  $Q_{ном}^{\phi}$  і тиск, під яким він буде працювати. Для гідроприводів із застосуванням шестеренних насосів, золотникових розподільників рекомендується застосовувати фільтри з тонкістю фільтрації 25...40 мкм, що встановлюються звичайно на зливальній гідролінії.

Гідробаки. При проектуванні гідробака варто керуватися ДСТ 14065-68. Основні конструктивні розміри бака вибираються згідно [7].

Вибір гідромотора базується на розрахунку основних його параметрів

Вихідні дані для вибору гідромотора - крутячий момент  $M_{кр.м}$ , і частота обертання вихідного вала  $n_m$ . Якщо відношення  $M_{кр.м}/n_m > 10$ , гідромотор вважається високо моментним, при  $M_{кр.м}/n_m < 10$  - низько моментний. Гідромотор вибирають відповідно до технічної характеристики по каталогах.

При відомих параметрах робочого органа  $M_{кр.ро}$  і  $n_{ро}$ , що приводиться в дію валом гідромотора (вихідна ланка), приймаємо значення  $M_{кр.м} = M_{кр.ро}$   $n_m = n_{ро}$  і знаходимо величину потужності на валу гідромотора:

$$N_m = M_{кр.м} \cdot 2\pi n_m, \quad (3.117)$$

де  $M_{кр.м}$  – крутячий момент на валу гідромотора, Н·м;  $n_m$  - частота обертання вала гідромотора, с<sup>-1</sup>.

Потужність на валу гідромотора через його гідравлічні параметри дорівнює:

$$N_m = \Delta p_m Q_m \eta_m = \Delta p_m q_{мр} n_m \eta_m, \quad (3.118)$$

Якщо порівняти рівні частини рівнянь (3.117) і (3.118) вирішуючи відносно  $q_{мр}$  одержимо:

$$q_{мр} = \frac{2\pi M_{кр.м}}{\Delta p_m \eta_m}, \quad (3.119)$$

де  $q_{мр}$  - необхідна подача в гідромотор за один оборот його вала, м<sup>3</sup>/об;  $\Delta p_m = p_m - p_m^1$  - перепад тиску на гідромоторі, Па;  $\eta_m = \eta_{ом} \cdot \eta_{г.мех}$  - ККД гідромотора.

Задавшись типом гідромотора, можна спочатку прийняти  $\Delta p_m$  рівним номінальному тиску  $p_m^{ном}$  для даного типу гідромотора і з рівняння (3.119) знайти роз-

ртання його вала  $n_n$  буде дорівнювати:

$$Q_n = n_n q_{mn} n_{on}, \quad (3.115)$$

Якщо при виборі марки насоса довелося взяти насос, що має  $q_{TH} > q_{HP}$ , то природно одержимо  $Q_H > Q_{Ц}$ . Це приведе до збільшення заданої швидкості руху штока. Щоб одержати  $Q_H = Q_{Ц}$  необхідно зменшити подачу насоса на величину  $\Delta Q_H = Q_H - Q_{Ц}$ . Це можна здійснити або шляхом зменшення частоти обертання його вала за рахунок установки понижуючої передачі між валом насоса і валом привода, або при робочому ході поршня циліндра надлишок витрати  $\Delta Q_H = (q_{TH} - q_{HP}) \cdot n_H$  відвести з нагнітального трубопроводу через регульований дросель (рис. 3.55, поз. 5) і через зливальну гідролінію  $l_3$  в масляний бак 9. Другий варіант рішення допускатиметься якщо  $\Delta Q_H \leq 0,2 Q_H$ , тому що при дроселюванні виникають втрати енергії (тиску) які перетворюються в теплову енергію, що знижує ККД гідрооб'ємної передачі

Якщо при виборі насоса довелося взяти насос, що має  $q_{TH} < q_{HP}$ , то для одержання  $Q_H = Q_{Ц}$  необхідно підвищити частоту обертання вала насоса, поставивши між приводом і насосом підвищувальний редуктор з  $i_{ред} = q_{HP} / q_{TH}$

Вибір трубопроводів (гідроліній) виконується на основі розрахунку внутрішніх діаметрів і товщини стінок.

діаметри усмоктувального  $d_{ус.р.}$ , нагнітального  $d_{наг.р.}$  і зливної  $d_{зл.р.}$  трубопроводів визначаються по формулі:

$$d_p = 1.13 \sqrt{\frac{Q_p}{V_p}}, \quad (3.116)$$

де  $V_p$  – швидкість робочої рідини: (рекомендується в розрахунках- приймати для усмоктувальних ( $l_1$ ) гідроліній  $V_p = 0,5 \dots 1,5$  м/с, для зливальних ( $l_3$ ) –  $V_p = 1,4 \dots 2,2$  м/с, для напірних ( $l_2$ ) –  $V_p = 3 \dots 6$  м/с;  $Q_p$  - розрахункова витрата; в нагнітальному трубопроводі можна прийняти  $Q_{наг.р.} = Q_{Ц}$ , в усмоктувальному  $Q_{ус.р.} = Q_H / \eta_{ОН}$  (теоретична подача насоса), у зливальному трубопроводі  $Q_{зл.р.} = V_{шт.р.} S$

Отримані розрахункові значення діаметрів трубопроводів округляються у бік збільшення до найближчого стандартного.

Товщину стінки нагнітального трубопроводу можна визначити по формулі (3.83)

Отримані розрахункові значення  $\delta_p$  округляються у більшу сторону до найближчого значення по стандарту відповідно до обраного внутрішнього діаметра  $d_{HT}$  нагнітального трубопроводу [6]. Ураховуючи можливість зовнішніх впливів на трубопровід товщину його стінок не слід вибирати менш 1,0 мм для кольорових металів і 0,5 мм для сталей. Параметри гнучких армованих рукавів середнього тиску ( $p_{ном} \leq 8$  МПа), високого тиску ( $p_{ном} = 15 \dots 25$  МПа) і трубопровідної арматури по РТМ-А23.1.036-78 можна вибрати із [10].

Гідроагрегати (розподільники, клапани, дроселі, регулятори потоку) і допоміжні пристрої вибираються з умови забезпечення заданих умов роботи і надійності гідроприводу протягом установленого ресурсу.

Оцінка необхідної потужності насосного агрегату виконується за допомогою формули  $N_H \geq N / \eta$ ,

де  $N_H$  - потужність насосної станції, кВт;  $N$  - потужність необхідна для виконання технологічної операції за допомогою гідродвигуна;  $\eta$  - ККД гідроприводу 0.6...0.8.

Якщо необхідна потужність перевищує потужність насосного агрегату встановленого на енергетичному засобі, то приймається обґрунтоване рішення про створення автономної насосної станції.

При проектуванні гідроприводу задача зводиться до вибору типу і марки: гідромашин, розподільної і регулюючої апаратури; інших допоміжних елементів і розраховують діаметри труб гідроліній.

У першу чергу необхідно виконати розрахунки необхідні для вибору типу і марки гідродвигуна тобто вихідної ланки.

Не рідко при проектуванні гідроприводів дані каталогів на гідроагрегати в т.ч. і гідромашини можуть не задовольняти вимогам, що пред'являються до знову створюваного гідроприводу.

У цьому випадку приходится створювати новий гідроагрегат і освоїти його виробництво.

Вибір гідроциліндрів при проектуванні гідросистем здійснюється по відповідним каталогам чи галузевим стандартам. При виборі типу і марки гідроциліндра насамперед необхідно розрахувати його основні конструктивні параметри, зокрема внутрішній діаметр циліндра  $D$  і діаметр штока  $d$

Внутрішній діаметр циліндра визначається в залежності від значення і напрямку діючого навантаження. Рівняння рівноваги сил, що діють на поршень, можна записати в наступному вигляді:

$$p_1 S_1 - p_2 S_2 - F_{ум} = 0, \quad (3.105)$$

де  $p_1, p_2$  - тиск у порожнинах циліндра, з'єднаних відповідно з напірною і зливальною гідролініями, Па;  $S_1, S_2$  - площа поршня з боку відповідно напірної і зливальної гідроліній, м<sup>2</sup>;  $F_{ум}$  - фактичне навантаження без урахування інерційних сил, Н. З урахуванням механічного ККД гідроциліндра  $F_{ум} = P / \eta_{мех}$ .

Для гідроциліндра з одностороннім штоком, що працює на стиск при виштовхуванні поршня (рис. 3.65, а), діаметр визначається по формулі:

$$D = \sqrt{\frac{4 F_{ум}}{\pi \eta_{мех} (p_1 - p_2 / \psi)}}$$

де  $F_{ум}$  - задане робоче зусилля, кН;  $p_1, p_2$  - тиск відповідно в напірній і зливальній порожнинах гідроциліндра, МПа;  $\psi = \frac{S_1}{S_2} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}$  - відношення площ поршня з боку, відповідно, поршневої і штокової порожнин.

Якщо шток працює на розтягування при втягуванні поршня, то штокова порожнина з'єднана з напірною гідролінією, а поршнева зі зливальною (рис. 3.5, б)

Діаметр гідроциліндра в цьому випадку:

$$D = \sqrt{\frac{4F_{ум}}{\pi\eta_{мех}(p_1/\psi - p_2)}}, \quad (3.107)$$

Протитиск  $p_2$  визначається гідравлічними втратами, що дорівнюють сумі втрат на лінійних і місцевих опорах трубопроводів і гідроапаратів, установлених на зливальній гідролінії. При розрахунку попередньо приймемо  $p_1 = p_H$ ,  $p_2 = 0,3 \dots 0,5$  МПа, а потім уточнимо прийнятий тиск після виконання гідравлічного розрахунку.

Якщо тиском зливу зневажити і вважати, що  $p_2 \approx 0$  тоді розрахункове значення діаметра поршня однаштокового гідроциліндра при роботі штока на стиск можна визначити по спрощеній формулі:

$$D = \sqrt{\frac{4F_{ум}}{\pi p_{ц} \eta_{мех}}}, \quad (3.108)$$

а при роботі штока на розтягання

$$D = \sqrt{\frac{4F_{ум}\psi}{\pi p_{ц} \eta_{мех}}}, \quad (3.109)$$

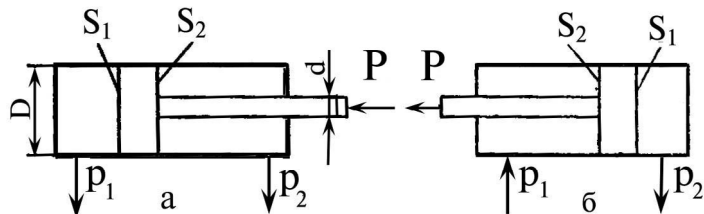


Рис. 3.65 Схеми до розрахунку гідроциліндра: а – шток працює на стиск; б – шток працює на розтягання.

Коефіцієнт відношення площ у залежності від виконання циліндра може приймати значення:

- з зменшеним діаметром штока  $\psi = 1,25$ ;
- з нормальним діаметром штока  $\psi = 1,33$ ;
- з збільшеним діаметром штока  $\psi = 1,6$ .

Великі значення  $\psi$  приймають для гідроциліндрів з великим ходом. Якщо необхідно забезпечити однакову швидкість при прямому і зворотному ході, то  $\psi = 2$  і гідроциліндр підключають за диференціальною схемою. Значення  $\psi$  можна також визначити в залежності від необхідного співвідношення швидкостей прямого і зворотного зходу:

$$c = V_n / V_{zx} = \frac{1}{\psi}, \quad (3.110)$$

діаметр штока визначають зі співвідношення:

$$d = D\sqrt{1 - 1/\psi}, \quad (3.111)$$

Для гідроциліндрів із двостороннім штоком  $\psi = 1$ . Механічний ККД гідроциліндра залежить від типу застосовуваних ущільнень. Для гідроциліндрів з манжетними ущільненнями  $\eta_{мех} = 0,93 \dots 0,97$ , з гумовими ущільненнями і металевими кільцями  $\eta_{мех} = 0,95 \dots 0,97$ .

Розрахункові діаметри поршня і штока округляють до найближчого за стандартного значення: 10, 12, 16,20, 25, 32, 40, 50, 63,80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800 (додатковий ряд мм: 14, 18, 22, 28, 36, 45, 56, 70, 90, 110, 140, 180, 220, 280, 360, 450, 560, 710), мм і уточнюємо величину тиску в поршневі, або в штоковій порожнині гідроциліндра

$$P_{ц} = \frac{4F_{ум}}{\pi D^2}, \quad (3.112)$$

За знайденим значенням  $D, d$ , і  $P_{ц}$  з урахуванням заданого ходу штока із каталогу [7] вибираємо марку необхідного силового циліндра і записуємо його паспортні дані:  $D, d, P_{ном}, P_{max}$ , і  $\eta_{ц}, \eta_{г.мех}$ .

Витрата масла на вході в гідроциліндр з умови забезпечення заданої швидкості визначається по формулі:

$$Q_{ц} = \frac{\pi D^2 V_{ум}}{4\eta_{оц}}$$

де  $\eta_{оц} = \eta_{ц} / \eta_{г.мех}$  - об'ємний ККД гідроциліндра.

Вибір насоса виконується з умови дотримання рівності  $Q_H = Q_{ц}$  і  $P_H = P_{ц} + \sum \Delta P_{утр}$ , де  $\Delta P_{утр}$  - утрати тиску при русі рідини від насоса до циліндра

Для попереднього розрахунку можна прийняти

$$\sum \Delta P_{ном} = 0,1 P_{ц}$$

Вибравши привод насоса, а також знаючи частоту обертання  $n_{пр}$  його вала, приймаємо частоту обертання вала насоса рівну  $n_H = n_{пр}$ , обчислюємо необхідну його об'ємну постійну (подачу за один оборот)

$$q_{пр} = \frac{Q_{ц}}{n_H \eta_{он}}, \quad (3.114)$$

де  $\eta_{он}$  - об'ємний ККД насоса (попередньо для шестеренного насоса можна прийняти  $\eta_{он} = 0,93$ ).

За знайденим значенням  $q_{пр}$  вибираємо по каталогу [17] марку шестеренного насоса типу НШ, що має  $q_T \geq q_{пр}$  (з максимально можливим наближенням цих величин) і записуємо його технічні характеристики:

Фактична подача обраного шестеренного насоса типу НШ при частоті обе-

В міру руху поршня вправо площа перетину канавки на штоці зростає і тиск у порожнині II росте. Однак одночасно з цим, у порожнині I за рахунок зменшення площі перетину канавки правого штока створюється повітряна подушка. У результаті в приводі не створюється ударні навантаження.

При подачі тиску в порожнину I повітряна подушка створюється в порожнині II.

У здвоєного пневмоциліндра (рис.3.89) двосторонньої дії одночасно заповнюються повітрям порожнини I і II чи порожнини III і IV у залежності від необхідного напрямку руху поршня.

На рис. 3.90 приведені приклади конструкцій поршневих пневмоциліндрів.

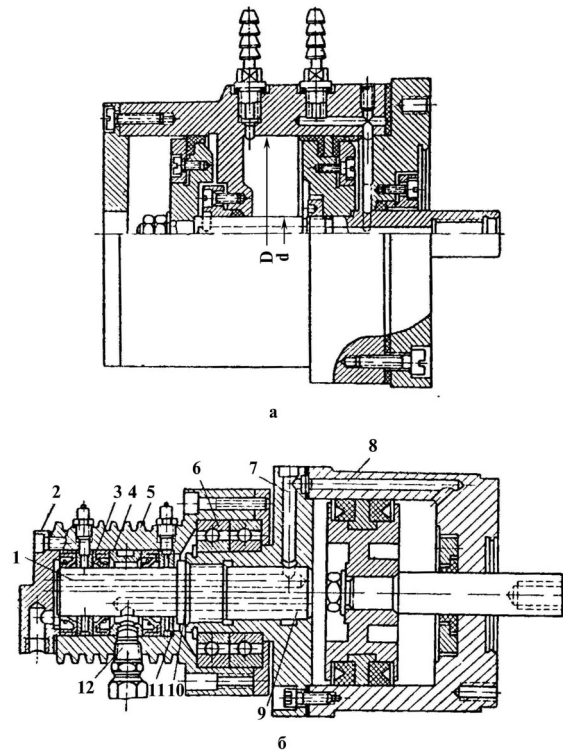


Рис. 3.90 Приклади конструкцій пневмоциліндрів: а - зі здвоєним поршнем; б - обертовий пневматичний циліндр.

На рис. 3.90, а показаний приклад конструктивного виконання пневматичного циліндра зі здвоєним поршнем.

Пневматичні циліндри в ряді областей промисловості нормалізовані. Так, для затискних пристосувань металорізальних верстатів випускаються циліндри з внутрішніми діаметрами 50, 75, 100, 150, 250 і 300 мм.

### 3.6 Гідродинамічні і гідромеханічні передачі

#### 3.6.1 Принцип дії гідродинамічної передачі

В автомобілях, тракторах і складних сільськогосподарських машинах часто при передачі енергії між валами, що обертаються з різними і перемінними в процесі роботи частотами обертання, застосовують гідродинамічну передачу.

Гідродинамічною передачею називають сукупність механізмів і систем, що передають механічну енергію від двигуна до споживача за допомогою потоку рідини.

Гідродинамічні передачі, як правило, складаються з двох частин: насосної і турбінної.

У насосній частині механічна енергія перетворюється в енергію потоку рідини (динамічний напір). У турбінній частині гідравлічна енергія потоку рідини знову перетворюється в механічну.

У гідродинамічних передачах установлюють лопатеві гідромашини (рис. 3.74).

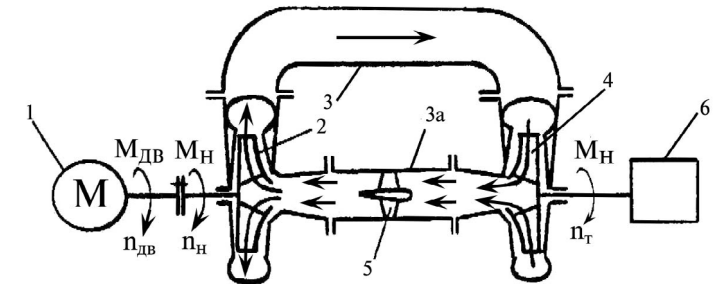


Рис 3.74 Принципова схема гідродинамічної передачі.

Гідродинамічні передачі на мобільній техніці використовують як складову частину трансмісії, що встановлюється між валом двигуна внутрішнього згоряння 1 і входним валом коробки зміни передач 6. Робоча рідина подається лопатевим насосом 2 по нагнітальному трубопроводу 3 до лопатєвої турбіни 4 і, пройшовши через неї, по усмоктувальному трубопроводу 3,а повертається до насоса 2. В усмоктувальному трубопроводі 3,а може бути встановлений направляючий апарат 5, що, завдяки взаємодії потоку рідини з його лопатками, дозволяє змінювати величину крутячого моменту на валу турбіни  $M_t$  у порівнянні з величиною моменту на насосі  $M_n$ . За рахунок великих втрат енергії на подолання сил тертя в нерухомих корпусах насоса 2 і турбіни 4, а також у трубопроводах 3 і 3,а максимальний ККД гідродинамічної передачі, виконаної за схемою (рис. 3.74) знаходиться в межах  $\eta = 0,5 \dots 0,65$  [14, 27, 29].

Німецький учений проф. Феттінгер запропонував ліквідувати трубопроводи і розташувати насос 2, направляючий апарат і турбіну 4 в одному обертовому

кожусі і назвав цю гідродинамічну передачу гідротрансформатором. При цьому максимальний ККД гідротрансформатора досягає  $\eta_{ГТР} = 0,9...0,92$ .

Якщо в гідродинамічній передачі виключити направляючий апарат, то получается гідромуфта, максимальний ККД у якої рівняється  $\eta_{ГМ} = 0,97...0,98$ , а крутящий момент на її вторинному валу дорівнює крутящому моменту на первинному.

Основне достоїнство гідродинамічних передач - це безступінчаста й автоматична зміна частоти обертання ведучого вала в залежності від навантаження на відомому валу.

Інші переваги гідродинамічних передач полягають у бистрохідності і плавності роботи (плавне зрушення з місця і плавний розгін), відсутності тертьових пар (практично відсутній знос в основних деталях), безшумності передачі, відсутності крутильних коливань можливості здійснення дистанційного й автоматичного керування, експлуатаційної надійності.

У цілому застосування гідродинамічних передач робить зручним у керуванні машинами і підвищує їхню економічність.

Гідродинамічні передачі в машинобудівній практиці застосовуються для:

- регулювання швидкості обертання відомого вала при збереженні постійної швидкості обертання ведучого вала;
- розгону великих махових мас. Наприклад, підключення і відключення стартера при запуску газових турбін;
- відключення пристроїв і апаратів розгону на автомобілях, тракторах і тепловозах;
- складання потужностей і реверса.

### 3.6.2 Гідромуфти

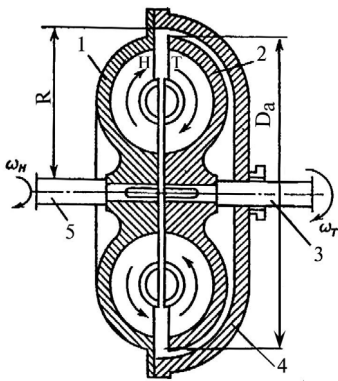


Рис. 3.75 Меридіональний перетин робочої порожнини гідромуфти.

Типова конструктивна схема гідромуфти (ГМ) представлена меридіональним перетином (рис. 3.75)

Перетин гідромуфти, площиною якої проходить через її вісь, називається меридіональним.

Гідромуфта складається з насосного колеса 1, встановленого на ведучому валу 5 турбінного колеса 2, насадженого на відомий вал 3, і корпуса 4.

Так як гідромуфта не має направляючих апаратів, то момент відомого вала дорівнює моменту ведучого, тобто не відбувається трансформації енергії.

Між торцями насосного 1 і турбінного 2 коліс є деякий зазор. Енергія від насосного колеса 1 на турбінне 2 передається через робочу рідину.

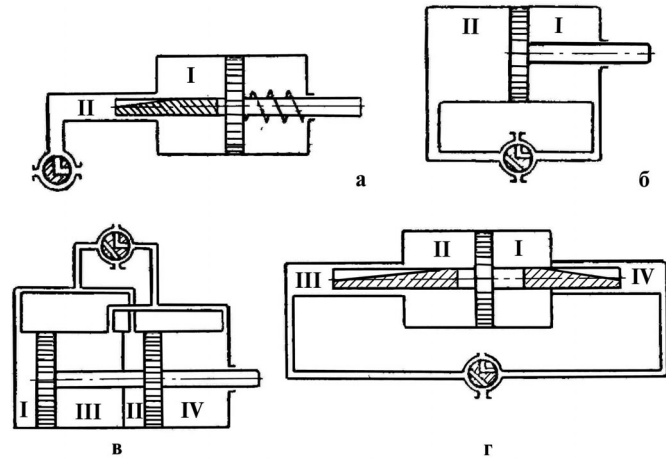


Рис. 3.89 Схеми поршневих гідроциліндрів: а - однобічної дії з перемінною швидкістю поршня; б - двосторонньої дії; в - двосторонньої дії з перемінною швидкістю поршня; г - здвоєний двосторонньої дії.

Конструктивною особливістю цього пневмоциліндра є наявність додаткової порожнини II. Робоча порожнина, I і порожнина II з'єднується між собою за допомогою канавки перемінного перетину, виконаної на штоці. Дана конструкція приводу передбачає можливість одержання перемінної швидкості заповнення робочої порожнини I циліндра повітрям і, отже, зміни швидкості руху поршня в залежності від його шляху. У цьому циліндрі немає ударних навантажень, тому що в міру збільшення тиску силового повітря на поршень, збільшується опір зворотної пружини.

При необхідності одержання значних зусиль і обмеженості габаритів по діаметру пневматичні поршневі циліндри однобічної дії виконуються також здвоєними, строєними і багатократними.

Пневмоциліндр схематично представлений на рис. 3.89 б, працює наступним чином. При заповненні стисненим повітрям порожнини I поршень переміщається вліво, витісняючи повітря з порожнини II в атмосферу через розподільник. Зворотний рух поршень робить при подачі стиснутого повітря в порожнину циліндра II.

На рис. 3.89, в представлена схема поршневого пневмоциліндра двосторонньої дії, у якого передбачена можливість одержання перемінної швидкості руху поршня шляхом того що передбачені допоміжні порожнини III і IV при наявності перемінного перетину на штоках, що зв'язують порожнину I з порожниною IV і порожнину II з порожниною III.

Припустимо, поршень знаходиться в крайньому лівому положенні. При подачі тиску через розподільник у порожнину III тиск відразу стає рівним вхідному. У порожнині ж II цей тиск значно нижче за рахунок дроселювання через канавку на лівому штоці



Таким чином, при  $p_1=0,4$  МПа двигун не може працювати з повним розширенням стиснутого повітря, тому всі пневмодвигуни, як правило, працюють з неповним розширенням, тобто частина стиснутого повітря скидається в атмосферу, не виконавши роботу при розширенні.

Значення проміжного тиску, при якому не буде відбуватися обмерзання вихлопних вікон, якщо  $p_1=0,4$  МПа, по умові (3.210) буде дорівнювати:

$$p_{пр} = 0,45 \cdot 0,4 = 1,8 \text{ МПа.}$$

Так як пневмодвигуни звичайно працюють при абсолютному тиску  $p_1=0,5 \div 0,6$  МПа, а підведення тепла для їхнього підігріву не здійснюється, то практично всі пневмодвигуни також працюють з неповним розширенням стиснутого повітря.

У воздуховодах, що працюють при високому тиску, для більш повного використання енергії стиснутого повітря застосовують двоступінчасте розширення: між ступіннями (циліндрами високого і низького тиску) установлюють повітропідігрівники, що утилізують тепло навколишнього середовища.

### 3.7.4 Пневматичні виконавчі механізми

Пневматичні виконавчі механізми за принципом дії поділяються на механізми поступального руху і механізми обертального руху. У свою чергу механізми поступального руху по конструктивному виконанню поділяються на поршневі і мембранні, а механізми обертального на лопатеві, поршневі і шестерневі.

Поршневі пневмодвигуни можуть бути двосторонньої дії, коли робочий і холостий хід здійснюється стисненням повітрям (рис. 3.88.а), і одностороннього, коли робочий хід виконується стисненням повітрям, а холостий - силою пружини (рис.3.88, б).

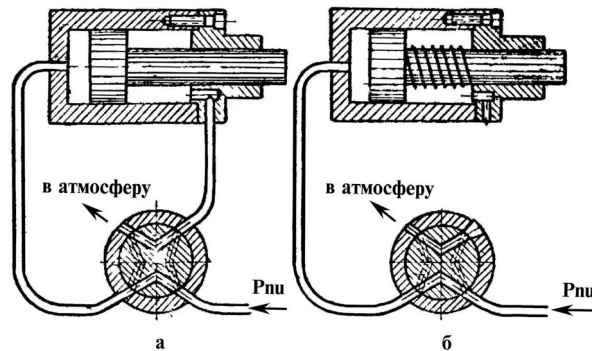


Рис. 3.88 Поршневі пневмоциліндри двосторонньої дії - а) і односторонньої дії - б).

На рис. 3.89 показана схема поршневого привода однобічної дії, поршень якого переміщається з перемінною швидкістю при миттєвій подачі на привод повного тиску.

Для робочих рідин в гідродинамічних передачах застосовуються масла: індустріальне 12, індустріальне 20, турбінне і трансформаторне. Температура робочої рідини повинна знаходитися в межах  $55 \dots 135^\circ \text{C}$ .

Щоб уникнути надмірного підвищення тиску в робочій порожнині при нагріванні рідини гідромумфти заповнюють на  $85 \dots 87\%$ .

Насосне колесо 1, обертаючись від двигуна, подібно відцентровому насосу, забирає рідину з турбінного колеса 2, що під впливом відцентрової сили відкидається до периферії, переміщаючи уздовж лопаток і обертаючись одночасно з колесом. Унаслідок цього робоча рідина здобуває запас кінетичної енергії і енергії тиску. З насосного колеса рідина попадає на лопатки турбінного колеса 2, перетворюючи цей запас енергії в механічну роботу обертання відомого вала. Утративши деяку кількість енергії на подолання опору обертання турбінного колеса 2, рідина по його лопатках направляється до центру гідромумфти, де, вона знову переходить на насосне колесо 1, і цикл її руху повторюється.

Таким чином, рідина в гідромумфті циркулює від насосного колеса 1 до турбінного 2 (відносний рух) - обертається разом з колесом (переносний рух) і утворює вихрове кільце (абсолютний рух), іменуєме кругом циркуляції.

Так як вихідний перетин насосного колеса дорівнює вхідному перетину турбінного колеса і вихідний перетин турбінного колеса дорівнює вхідному перетину насосного колеса, то крутящий момент насосного колеса, дорівнює крутящому моменту на валу турбінного колеса без урахування втрат на тертя повітря і на тертя в підшипниках.

$$M_n = M_T, \quad (3.145)$$

При розрахунку гідромумфти потужність на валу насосного колеса і частота обертання двигуна відомі. Насосне колесо від двигуна одержує потужність:

$$N_n = \frac{\rho g Q H}{\eta_n}, \quad (3.146)$$

де  $\eta_n$  - ККД насосного колеса гідромумфти;  $\eta_n = 0,92 \dots 0,98$ , [45]

$N_n$  - може бути також визначена по формулі:

$$N_n = N_d - N_{дон}, \quad (3.147)$$

$N_d$  - максимальна потужність двигуна;  $N_{дон}$  - потужність, витрачена на допоміжні механізми.

$$N_{дон} = 0,1 N_d. \quad (3.148)$$

Коефіцієнт корисної дії гідромумфти

$$\eta = \frac{N_T}{N_n} = \frac{M_T n_T}{M_n n_n}, \quad (3.149)$$

$N_T$  - потужність турбінного колеса;  $n_n$ ,  $n_T$  - частота обертання насосного і турбінного коліс,  $\text{хв}^{-1}$ .

Відомо, що  $M_T = M_n$ , тоді

$$\eta = n_T / n_n = i, \quad (3.150)$$

$i$  - передатне число.

Гідромуфта працює при наявності циркуляції рідини,

$$n_n > n_T.$$

Різниця між частотою обертання насосного і турбінного коліс гідромуфти, віднесена до частоти обертання насосного колеса, називається коефіцієнтом ковзання гідромуфти,  $S$ :

$$S = \frac{n_H - n_T}{n_H}. \quad (3.151)$$

З урахування рівняння (3.150) величина ковзання може бути визначена по залежності

$$S = 1 - i. \quad (3.152)$$

Ковзання регулюється заповненням гідромуфти робочою рідиною і складає від 2 до 4%.

Гідромуфти виготовляють без тора чи з тором незначної величини. Внутрішнє кільце гідромуфти називається тором, тому що це вихрове кільце має геометричну форму у виді порожнього тора. Тор може бути металевий і повітряний.

Гідромуфти поділяються на регульовані і нерегульовані, постійного і перемінного наповнення.

У регульованій гідромуфті швидкість обертання відомого вала залежить не тільки від швидкості обертання ведучого вала, але і від положення керованого зовні регулюючого пристрою. Регульовані гідромуфти дозволяють при  $n_H = n_i = \text{const}$  одержувати різні величини  $M_T$  і  $n_T$ .

У регульованих гідромуфтах передбачається пристрій для керування потоком рідини усередині гідромуфти впливом ззовні.

До нерегульованих відносяться гідромуфти, у яких при постійній швидкості обертання ведучого вала швидкість обертання відомого вала залежить тільки від навантажувального моменту на відомому валу.

Бувають ще запобіжні ГМ із постійним, але неповним заповненням робочої порожнини. У робочій порожнині таких ГМ установлюють додаткові опори (пороги) чи додаткові камери, що дозволяють при збільшенні ковзання зменшити величину переданого крутячого моменту  $M_T$  і тим самим попередити зупинку ДВЗ.

Для аналізу можливості використання і вивчення властивостей динамічних передач використовують їхні характеристики.

У залежності від збігу параметрів гідродинамічної передачі приведених на графіках характеристики бувають: зовнішні, універсальні і приведені.

**Зовнішньою характеристикою гідромуфти** називається залежність крутячого моменту і коефіцієнта корисної дії від частоти обертання турбінного колеса при постійній частоті обертання насосного колеса.

Вона будується за результатами іспиту гідромуфти при повному чи частко-

Згідно (3.206) і (3.208) питома енергія повітря:

$$e_{из} = \frac{0,101 \cdot 10^6}{1,2} \ln \frac{0,4}{0,1} = 117000 \text{ Дж/кг}, \quad (3.207)$$

$$e_{ад} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot \frac{0,4 \cdot 10^6}{4,76} \left[ 1 - \left( \frac{0,1}{0,4} \right)^{(1,4-1)/1,4} \right] = 96190 \text{ Дж/кг}. \quad (3.208)$$

Як видно з розрахунку, питома енергія повітря при ізотермічному процесі більше, ніж при адіабатному. Це пояснюється тим, що для підтримки постійної температури повітря при ізотермічному розширенні до двигуна ззовні повинна підводитися теплова енергія. У реальних умовах перетворення енергії стиснутого повітря в механічну енергію в пневмодвигуні протікає настільки швидко, що теплова енергія встигає підводитися до нього лише в дуже незначній кількості. Тому процес вважається практично завжди адіабатним.

У процесі розширення температура повітря в пневмодвигуні зменшується. Відповідно до рівняння (3.185) для початкового стану повітря і кінцевого його стану справедливі співвідношення  $p_1 / \rho_1 = RT_1$ ,  $p_2 / \rho_2 = RT_2$ , де  $T_1$  і  $T_2$  - початкова і кінцева абсолютна температура повітря. Вирішуючи спільно ці рівняння для адіабатного процесу розширення, можна визначити кінцеву температуру:

$$T_2 = T_1 \frac{p_2 \rho_1}{p_1 \rho_2} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k}, \quad (3.209)$$

Якщо в рівняння (3.209) підставити приведені раніше конкретні величини, то кінцева температура повітря при адіабатному процесі розширення буде дорівнювати:

$$T_2 = 293 \cdot (0,1/0,4)^{(1,4-1)/1,4} = 197 \text{ К} = -76^\circ \text{ С},$$

У пневмодвигунах кінцева температура повітря повинна бути не нижче  $-40^\circ \text{ С}$  (233 К), тому що в противному випадку відбувається неприпустиме підвищення в'язкості змащення і обмерзання вихлопних вікон, і двигун перестає працювати. Тому ступінь розширення повітря (ступінь зниження тиску) в відповідності з рівнянням (3.209) повинна бути не менша

$$\left( \frac{p_2}{p_1} \right)_{\min} = \left( \frac{T_{2\min}}{T_1} \right)^{k/k-1} = \left( \frac{233}{293} \right)^{1,4/(1,4-1)} = 0,45, \quad (3.210)$$

При повному розширенні повітря в пневмодвигунах від початкового тиску до кінцевого (тиску навколишнього середовища), умова (3.210) виконується тільки за рахунок зменшення значення  $p_1$ .

Визначимо припустимий максимальний тиск,  $p_{1\max}$  при якому не буде відбуватися обмерзання вихлопних вікон пневмодвигуна:

$$p_{1\max} = \frac{p_2}{0,45} = \frac{0,1}{0,45} \approx 0,22 \text{ МПа}$$

Оскільки об'ємна витрата

$$Q = uf = \frac{m}{\rho}, \quad (3.202)$$

по шляху плинну повітря по трубопроводу не зберігається, а збільшується внаслідок розширення, викликаного зниженням тиску при плинні згідно виразу (3.186) середня швидкість повітря по довжині трубопроводу  $u = \frac{Q}{f}$  також буде зростати. При цьому внаслідок розширення повітря відбувається також зміна його температури, що і повинно бути враховане при розрахунках.

Питома енергія  $e$ , споживана пневмодвигуном, дорівнює різниці повних питомих енергій повітря (газу) у вхідному і вихідному патрубках пневмодвигуна, що визначаються з рівняння Бернуллі тобто  $e = e_1 - e_2$

Прийнято оцінювати питому енергію повітря по теоретичним процесам. При ізотермічному й адіабатному процесах розширення повітря в пневмодвигунах рівняння будуть мати відповідний вигляд:

$$e_{из} = \left( \frac{a_1 V_1^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p_0}{\rho_0} + gz_1 \right) - \left( \frac{a_2 V_2^2}{2} + \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p_2}{\rho_0} + gz_2 \right), \quad (3.203)$$

$$e_{ao} = \left( \frac{a_1 V_1^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} + gz_1 \right) - \left( \frac{a_2 V_2^2}{2} + \frac{k}{k-1} \frac{p_2}{\rho_2} + gz_2 \right), \quad (3.204)$$

Найчастіше для пневмодвигунів збільшення кінетичної енергії ( $\alpha_1 V_1^2 / 2 - \alpha_2 V_2^2 / 2$ ) і енергії положення ( $gz_1 - gz_2$ ) настільки малі, що ними можна знехотити. Крім того, при адіабатному процесі справедливо рівняння  $p_1 / \rho_1^k = p_2 / \rho_2^k$ , відкіля  $\rho_1 / \rho_2 = (p_2 / p_1)^{-1/k}$

Це дозволяє спростити рівняння (3.203), і (3.204)

$$e_{из} = \frac{p_0}{\rho_0} \ln \frac{p_1}{p_2}, \quad (3.205)$$

$$e_{ao} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left( 1 - \frac{p_2 \rho_1}{p_1 \rho_2} \right) = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} \right], \quad (3.206)$$

Наприклад, використовуючи конкретні дані можна визначити питому енергію повітря при ізотермічному й адіабатному процесах розширення при початковому тиску повітря  $p_1=0,4$  МПа, температурі  $T_1=293$  К, кінцевому тиску.  $p_2=0,1$  МПа.

Щільність повітря при початкових умовах:

$$\rho_1 = \rho_0 \frac{p_1 T_0}{p_0 T_1} = 1,29 \frac{0,4 \cdot 273}{0,101 \cdot 293} = 4,76 \text{ кг/м}^3,$$

де  $\rho_0=1,29$  кг/м<sup>3</sup> - щільність повітря при нормальних атмосферних умовах ( $p_0=0,101$  МПа;  $T_0=273$  К).

вому заповненні її робочою рідиною. (Якщо об'єм робочої камери заповнений рідиною на 90%, то таке наповнення називається повним, нижче 90% - частковим.)

Зовнішню характеристику гідромуфти (рис 3.76) будують так: на осі абсцис відкладають частоту обертання турбінного колеса чи відносну частоту обертання турбіни  $i_{зм} = n_T / n_n$ , або величину ковзання  $S$ , а на осі ординат - зміну крутячого моменту, значення ККД і потужності. За нормальну розрахункову точку приймається значення крутячого моменту,  $M_{зм}=0$  при ковзанні  $S = 4...2\%$  ( $i = n_T / n_n = 0,96...0,98$ ). З графіка (рис. 3.76) видно, що гідромуфта відноситься до передач, у яких кінематичні характеристики залежать від прикладеного навантаження. Максимальний ККД у зоні робочих режимів  $i_{зм} = 0,85...0,99$  має місце на розрахунковому режимі і дорівнює  $\eta_{зм}^* = \eta_{мех} = 0,96...0,98$ . Це основна особливість гідродинамічних передач.

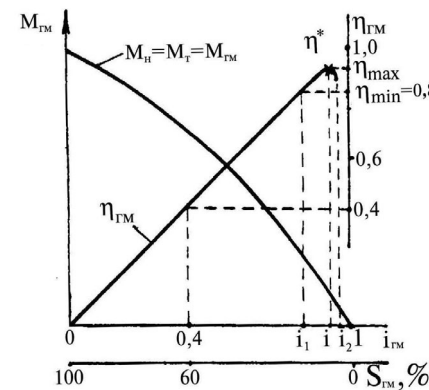


Рис. 3.76 Зовнішня характеристика ГМ ( $n_n = \text{const}$ ).

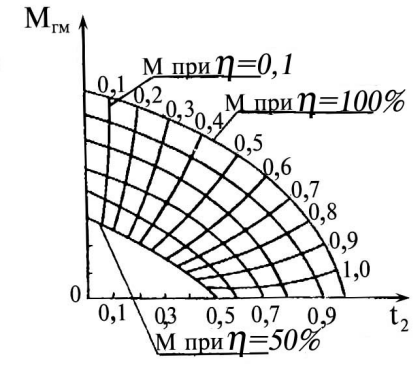


Рис. 3.77 Універсальна характеристика ГМ

**Універсальною характеристикою гідромуфти** називають залежність її крутящих моментів, від частоти обертання турбінного колеса при різних частотах обертання насосного колеса (рис. 3.77).

Універсальну характеристику будують по зовнішнім характеристикам гідромуфти, що одержують у ході іспитів при постійних частотах обертання насосного колеса, приймаючи послідовно  $n_m=100\%$ ,  $n_n'=90\%$ ,  $n_n''=80\%$  і т.д.

На універсальній характеристиці будуються графіки залежності крутящих моментів гідромуфти при однакових значеннях ККД, тобто  $M_{зм} = f(n_n, n_T)$  при  $\eta = \text{const}$  для значення  $\eta = 0,1; 0,2; 0,3$  і т.д.

Універсальні характеристики гідромуфт використовують для побудови характеристики гідроприводу, що відображає спільну роботу передачі і двигуна.

Більш універсальними є приведені характеристики залежностей безрозмір-

них критеріїв одержаних на основі теорії подібності відповідно до основного рівняння лопатевих гідромашин (рівняння Ейлера). Ці характеристики будуються на основі даних отриманих при побудові зовнішніх характеристик і дозволяють знайти основні параметри гідродинамічної передачі на різних режимах роботи і при різній частоті обертання вала насоса.

Режим роботи гідромуфти регулюється різними способами.

Регулювання частоти обертання відомого вала і передаваного моменту можна виконувати при постійній частоті обертання ведучого вала і при перемінній.

При роботі, гідромуфти з постійною частотою обертання ведучого вала регулювання частоти обертання відомого вала можна здійснювати трьома способами: різним ступенем заповнення робочої порожнини; механічною зміною форми робочої, порожнини; перевантаженням гідромуфти шляхом прогресуючого збільшення передаваного моменту, чи навпаки, шляхом зняття навантаження.

Найбільше поширення одержав рідинний спосіб регулювання - зміною ступеня наповнення рідиною робочої порожнини.

Регулювання зміною частоти обертання ведучого вала двигуна застосовується на транспортних (автомобілі, трактори) і вантажопідйомних машинах. Цей спосіб розглянемо на прикладі автомобіля. Якщо залишковий момент на валу гідромуфти менше, ніж опір автомобіля при його русі, то машину можна зупинити, не включаючи двигун, а тільки знизивши частоту обертання його вала.

Якщо ж залишковий момент у гідромуфти великий, то для зупинки машини застосовують гальма для ведучих осей.

Гідромуфти, керовані за рахунок зміни форми проточної частини при незмінному ступені заповнення, чи механічно керовані гідромуфти до останнього часу практично не застосовувалися головним чином через малу глибину регулювання по моменту.

Механічно керовані гідромуфти по способу впливу їхніх органів керування на потік рідини розділяють на дві групи:

- гідромуфти, регульовані при постійних розмірах робочих коліс;
- гідромуфти, регульовані при зміні розміру одного чи обох робочих коліс.

Дослідження показали, що друга група може дати велику глибину регулювання по моменту.

Глибиною регулювання по момент називають відношення крутячого моменту, при основному робочому режимі відомого вала до мінімального моменту на тім же валу при зупиненні турбіни.

Глибина регулювання по швидкості - це відношення номінальної частоти обертання відомого вала до мінімально можливої частоти обертання того ж вала.

Для здійснення рідинного регулювання застосовують кілька систем керування, але вони виконують ту саму задачу - змінюють величину відносного заповнення робочої порожнини гідромуфти.

Ці системи регулювання можуть бути розділені на три групи: з регулюван-

Показник політропи  $n$  можна визначити лише для конкретних газів і умов їхнього стиску, розширення і відводу теплоти (теплообміну).

**Швидкість поширення звуку.** У теорії плинугазів важливим параметром є швидкість звуку  $a$ , що представляє собою швидкість поширення в газовому середовищі малих збурювань. Зі швидкістю поширення в газі звукової хвилі зв'язана швидкість плинугазу, причому швидкість плинугазу, рівна швидкості звуку, є границею, при переході якої змінюються закономірності газового потоку і видаєкові характеристики пневмосистеми.

Зв'язок швидкості звуку  $a$  з властивостями газів виражається відомим з курсу газодинаміки рівнянням:

$$a = \sqrt{k \frac{p}{\rho}}, \quad (3.198)$$

Для ідеального газу, для якого справедливо  $\frac{p}{\rho} = RT$ , остання залежність

може бути переписана у вигляді:

$$a = \sqrt{kRT}, \quad (3.199)$$

Якщо повітря чи рідина рухається, то для оцінки її стискальності користаються звичайно не абсолютним значенням швидкості звуку, а відношенням швидкості потоку  $U$  до швидкості звуку  $a$  в даному газі, що називається числом Маха

$$M = \frac{U}{a}, \quad (3.200)$$

Якщо швидкість руху повітря мала в порівнянні зі швидкістю поширення в ньому звуку, тобто число Маха значно менше одиниці, то, незалежно від абсолютного значення швидкості звуку, краплинну рідину чи газ при такому русі можна вважати практично нестисливими.

### 3.7.3 Енергетична оцінка руху газу в елементах пневмоприводів

Інженерні розрахунки руху газу в елементах пневмоприводів зводяться до розрахунків зв'язаних з витіканням газу з резервуарів і з їх заповненням а також із плином по трубопроводах і через місцеві опори, якими є пневмодвигуни та інші пневмоагрегати. Ці розрахунки в силу стискальності повітря представляють відомі труднощі, обумовлені тим, що плин його в трубопроводах пневмосистем і каналах їхніх агрегатів супроводжується, як це було зазначено, зміною  $p$  тиску і питомого об'єму. Через це при розрахунках виходять з умови, що при сталому процесі плин масова витрата повітря  $m$  через будь-який поперечний переріз трубопроводу площею  $f$  залишається постійною, відповідно з чим масова витрата визначається з рівняння сплосності (нерозривності) потоку

$$m = f u \rho = \frac{u f}{V} = const, \quad (3.201)$$

де  $f$  - площа перетину газового потоку (трубопроводу);  $u$  і  $\rho$  - середня швидкість і щільність повітря в цьому перетині;  $V$  - питомий об'єм повітря.

через насадок чи отвір у тонкій стінці, коли внаслідок короточасного перебування газу в межах насадка можна зневажити силами тертя і теплообміном з навколишнім середовищем (зі стінками каналу).

При розгляді останнього процесу варто мати на увазі, що теплова ізоляція не є, із-за, сили опору тертя при плинні газу, робота якого перетворюється в тепло, достатньою підставою для того, щоб показник політропи можна було приймати рівним показнику ізоентропи (під ізоентропним потоком розуміють теплоізолюваний потік ідеального газу, у якому відсутні сили тертя). Останнє може бути справедливо лише для ідеального газу (чи коли можна зневажити силами тертя).

Питомий об'єм  $V$ , тиск  $p$  і абсолютна температура  $T$  ідеального газу зв'язані в адіабатному процесі співвідношеннями

$$V_2 = V_1 (p_1 / p_2)^{1/k}; V_2 = V_1 (T_1 / T_2)^{k-1}, \quad (3.193)$$

$$p_2 = p_1 (V_1 / V_2)^k; p_2 = p_1 (T_2 / T_1)^{k-1}, \quad (3.194)$$

$$T_2 = T_1 (V_1 / V_2)^{k-1}; T_2 = T_1 (p_2 / p_1)^{1/k}, \quad (3.195)$$

**Політропний процес.** Оскільки в реальних умовах при зміні стану газу неминуче відбувається деякий теплообмін між газом і стінками судини і рідиною, має місце так названа політропна зміна стану газу, що представляє собою щось середнє з розглянутих граничних змін (ізотермного і адіабатного процесів).

Рівняння для цього стану, що охоплює всі можливі в практиці його зміни, має вигляд:

$$pV^n = const; \frac{p}{\rho^n} = const, \quad (3.196)$$

де  $k > n > 1$  - показник політропи (при  $n = 1$  маємо ізотермний і при  $n = k$  - адіабатний процеси).

Відповідно до цього маємо

$$p_1^{1/n} V_1 = p_2^{1/n} V_2, \quad (3.197)$$

Співвідношення параметрів у політропному процесі виражаються рівняннями для адіабати з заміною коефіцієнта  $k$  на коефіцієнт  $n$ .

Якщо для газових систем, у яких використовуються двоатомні гази при низьких тисках ( $7 \dots 10$  кГ/см<sup>2</sup>), показник політропи процесів спорожнювання (і заповнення) балонів (ємностей) практично коливається між показниками ізотермного та адіабатного процесів  $k > n > 1$ , то в системах високого тиску ( $50 \dots 200$  кГ/см<sup>2</sup>) він може перевищувати показник адіабати ідеального газу  $k=1,4$ . Так, наприклад, для реальних газів, у тому числі і для повітря, він може досягати при температурах від  $+100$  до  $-60^\circ$  С і тиску  $50 \dots 100$  кГ/см<sup>2</sup> значення  $n = 2$  і більше. Це пояснюється зміною фізичних властивостей газів в області зазначених тисків і температур у порівнянні з властивостями ідеальних газів. Очевидно, що неправильний вибір показника політропи приводить до значних помилок при аналізі системи, при визначенні тисків і температур і, зокрема, при спорожнюванні балонів. Останнє особливо помітно при великих розширеннях газу.

ням потоку рідини на вході в гідромуфту; з регулюванням потоку рідини на виході з гідромуфти; з регулюванням потоку рідини при вході в гідромуфту і на виході із неї.

Системи регулювання можуть мати декілька конструктивних розбіжностей в окремих вузлах чи у компонованні всієї гідромуфти.

### 3.6.3 Гідротрансформатори

Гідротрансформатор (ГТР) забезпечує перетворення крутячого моменту, і плавність його наростання при переході від двигуна до ведучих органів.

На відміну від гідромуфти гідротрансформатор має третє колесо, як правило закріплено нерухомо, тому він може передавати крутячий момент, зі зміною по величині, а в деяких випадках і за знаком.

Гідротрансформатори (рис. 3.78) мають робочі колеса трьох найменувань: насосні (ведучі) Н, турбінні (відомі) Т, реакторні (реактивні) Р.

Гідротрансформатори можуть бути виготовлені трьох-, чотирьох- і багатокісними з одноступінчатим насосом, одно-, двох- і трьохступінчастою турбіною з одним чи декількома реакторами.

Багатокісний ГТР у залежності від кількості турбінних коліс бувають: одноступінчаті (одне турбінне колесо), двоступінчасті (два турбінних колеса) і т.п. По напрямку обертання насоса і турбіни розрізняють ГТР: прямого ходу; зворотного ходу; реверсивні.

Найпростіший гідротрансформатор - триколісний (рис. 3.78) - складається з насосного колеса 2, турбінного колеса 4 і нерухомого реактора 3 (направляючого агрегату). Всі колеса встановлені в одному нерухомому корпусі 1.

Вал насосного колеса 2 з'єднаний з валом двигуна, а вал турбіни з механізмом трансмісії - передаючим крутячий момент, на ведучі колеса (гусениці) трактора.

Принцип дії гідротрансформатора полягає в наступному. У процесі роботи гідротрансформатора лопатки насосного колеса 2 впливають на рідину, змушуючи її не тільки обертатися разом з колесом, але і переміщатися уздовж лопаток по напрямку від входу до виходу. При цьому потенційна енергія тиску лопаток насоса на рідину під дією відцентрових сил перетворюється в кінетичну енергію руху рідини. Вийшовши з насосного колеса 2, потік рідини попадає в розташоване за ним

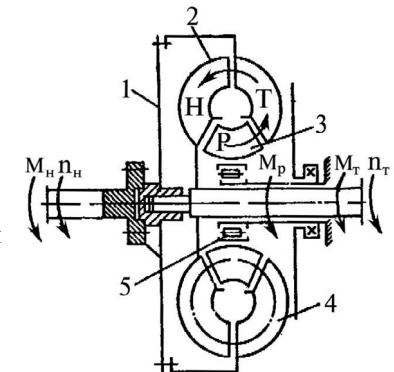


Рис. 3.78 Меридіональний перетин робочої порожнини одноступінчатого (триколісного) гідротрансформатора: 1-корпус; 2-насосне колесо; 3-реактор; 4-турбінне колесо; 5- муфта вільного ходу.

турбінне колесо 4, і вдаряючись об лопатки його колеса, зменшують свою швидкість. При русі потоку по меж лопатевим каналам його напрямок змінюється відповідно до профілю лопаток. Кінетична енергія потоку рідини зменшується, і на лопатках колеса турбіни виникає крутящий момент, який дорівнює крутячому моменту  $M_H$ , прикладеному до вала насоса. При перетіканні по між лопатевим сужаючимся каналам колеса реактора швидкість потоку рідини зростає, а його напрямок збігається з напрямком обертання насосного колеса 2. На лопатках реактора створюється реактивний момент  $M_p$ , сприйманий корпусом 1.

У кожному робочому колесі рідина протікає суцільним потоком від входу до виходу, обтікаючи лопатки і знаходячись з ними в силовій взаємодії.

Коло циркуляції рідини в гідротрансформаторах по меридіальній площині може відбуватися по двом схемам: а- насос-турбіна-реактор (НТР); б-насос-реактор-турбіна (НРТ). До особливості робочого процесу гідротрансформаторів відносять наступне:

Силкові і кінематичні зв'язки між робочими колесами здійснюються через робочу рідину.

Робоча рідина являє собою одну нескінченну і безупинну кільцеву ланку, що знаходиться в силовій взаємодії одночасно з усіма робочими колесами без існування жорстких кінематичних зв'язків між ними.

Існування силових зв'язків між робочими колесами (коло циркуляції) можливо тільки при обертанні хоча б одного робочого колеса.

Гідротрансформатори по характеру взаємодії з двигуном підрозділяються на **прозорі і непрозорі**. Прозорі гідротрансформатори мають властивість змінювати режим роботи двигуна в залежності від зміни навантаження опору руху машини. Непрозорі гідротрансформатори ізолюють двигун від впливу на нього постійно мінливих зовнішніх опорів.

Основними робочими параметрами ГТР, зображеного на рис. 3.78, є: моменти на робочих колесах ( $M_H$ ,  $M_T$ ,  $M_p$ ), частоти обертання цих коліс ( $n_H$ ,  $n_T$ ,  $n_p$ ); активний діаметр  $D_a$ , (характерний розмір перетину робочої порожнини ГТР).

Інші параметри ГТР можна знайти по формулах:

- передатне відношення:

$$i_{\text{гтр}} = n_T / n_H, \quad (3.153)$$

характеризує режим роботи ГТР, наприклад, при  $n_T = 0$  будемо мати стоповий режим ( $i_{\text{гтр}} = 0$ );

- коефіцієнт трансформації моменту:

$$K_{\text{гтр}} = M_T / M_H, \quad (3.154)$$

- взаємозв'язок крутящих моментів, на робочих колесах

$$M_T = M_H + M_p, \quad (3.155)$$

- потужність на робочих колесах ГТР:

$$N_H = 2\pi \cdot n_H \cdot M_H, \quad (3.156)$$

$$N_T = 2\pi \cdot n_T \cdot M_T, \quad (3.157)$$

пристроїв, установлює ДСТ 11882-73. До стисненого повітря пред'являються високі вимоги по чистоті. ДСТ 17433-72 установлює 15 класів забрудненого стиснутого повітря: 0, 1, 2, ... 14. Компоненти забруднень стиснутого повітря можна розділити на три групи: вода і компресорне масло в рідкому і пароподібному стані, тверді і газоподібні забруднення.

У роботі пневмоприводів можливі, різні умови теплообміну між газом, що рухається в каналах, і навколишнім середовищем. При малій швидкості течії і гарному теплообміні між стінками каналів (трубопроводів) і навколишнім середовищем процеси, що протікають у межах елементарних об'ємів газу, можуть бути близькими до ізотермного. Останнє підтверджується досвідом і теоретичними дослідженнями, які показують, що у зв'язку з опором течії газу (робота сил тертя перетворюється в теплоту) у довгому трубопроводі процес протікає по ізотермі.

Однак у загальному випадку зміна стану газу в залежності від тривалості процесу і конкретних навколишніх умов може протікати по різним законам, з різною зміною параметрів  $p$ ,  $W$  і  $T$ . При цьому в усіх випадках задовольняється рівняння стану (3.186).

Такими процесами є політропні процеси, характеризуємі рівнянням:

$$p_2 W_2^n = p_1 W_1^n = \text{const}, \quad (3.190)$$

де  $p_1$  і  $p_2$  - початковий і кінцевий тиски;  $W_1$  і  $W_2$  - початковий і кінцевий питомі об'єми;  $n$  - показник політропи.

Показник політропи в процесах, використовуваних у техніці, лежить звичайно в обмежених границях. Цими границями є описані нижче окремі випадки.

**Ізотермний процес** цей процес описується рівняннями:  $T = \text{const}$ ;  $n = 1$ .

Відповідно до закону Бойля-Маріотта, питомий об'єм газу зворотно пропорційний його тиску  $p$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{p_1}{p_2}, \quad (3.191)$$

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 = \text{const}.$$

В описаному процесі, що одержав назву ізотермного газ стискується чи розширяється при збереженні постійної температури.

Очевидно, що подібний процес може мати місце лише при дуже повільній зміні стану (стиску чи розширенні) газу. До такого випадку відноситься, наприклад, процес розрядки газу-гідралічного акумулятора гідросистеми преса при витримці оброблюваного виробу під тиском.

**Адіабатний процес.** При допущенні, що процес зміни стану газу протікає без теплообміну з навколишнім середовищем, будемо мати

$$p V^k = \text{const}, \text{ або } \frac{p}{\rho^k} = \text{const}, \quad (3.192)$$

де  $k = \frac{c_p}{c_v}$  - показник адіабати (для сухого повітря  $K = 1,405$ ).

Процес, описаний цими рівняннями, називається адіабатним. У практиці процес, близький до адіабатного, спостерігається при витіканні газу з резервуара

До нормальних умов стану газу відносять температуру  $T = 273,15$  К и тиск  $p = 1013$  ГПа (760 мм рт. ст.).

Параметри стану газу ( $P$ ;  $W$ ;  $T$ ) однозначно зв'язані між собою рівнянням стану ідеального газу Клайперона - Менделєєва:

$$pW = MRT, \quad (3.185)$$

або для одиниці маси газу

$$pV = RT, \quad (3.186)$$

де  $p$  - тиск газу, Па;  $R$  - питома газова постійна Дж/(кг К).

Питома газова постійна  $R$  є питома робота розширення 1 кг газу при нагріванні його на 1К. Питома газова постійна сухого повітря  $R = 287,1$  Дж/(кг К).

Рівняння стану дозволяють обчислити по двох відомих параметрах газу невідомий третій.

Крім перерахованих параметрів стану робочий газ характеризується питомою теплоємністю, в'язкістю і стискальністю.

Теплоємністю  $C$  системи, Дж/К, називають кількість теплоти, необхідної для зміни температури тіла на 1К:

$$C = \frac{Q}{T}, \quad (3.187)$$

де  $Q$  - кількість теплоти, Дж;  $T$  - температура, К.

Питома теплоємністю  $c$ , Дж/(кг К), називають відношення теплоємності  $C$  системи до маси тіла

$$c = \frac{C}{M}. \quad (3.188)$$

Питома теплоємність залежить від характеру термодинамічного процесу. Розрізняють ізобарну питому теплоємність  $c_p$  - при постійному тиску і ізохорну питому теплоємність  $C_w$  - при постійному об'ємі. При температурах від 273 до 373 К (від 0 до 100 °С) питома теплоємність повітря практично постійна:  $c_p = 1,01 \cdot 10^3$  Дж/(кг·К);  $C_w = 0,72 \cdot 10^3$  Дж/(кг·К).

В'язкість повітря в порівнянні з в'язкістю робочих рідин, застосовуваних у гідроприводах, дуже мала. Так, наприклад динамічна в'язкість повітря при атмосферному тиску і температурі  $T = 293$ К ( $t = 20$  °С) дорівнює,  $\mu = 18,5$  мкПа·с. На відміну від краплинних рідин в'язкість повітря з підвищенням температури збільшується. Однак ця залежність незначна.

Повітря характеризується значною пружністю. Під стискальністю газу розуміють зменшення його об'єму при збільшенні тиску. Одиниця об'ємної стискальності  $\beta_{cm}$  є Па<sup>-1</sup>.

$$\beta_{сж} = \frac{1}{V} \frac{\Delta W}{\Delta p}, \quad (3.189)$$

де  $W$  - первісний об'єм, м<sup>3</sup>;  $\Delta W$  - зменшення об'єму, м<sup>3</sup>;  $\Delta p$  - збільшення тиску, Па.

Технічні вимоги до повітря, призначеного для живлення пневматичних

- ККД гідротрансформатора:

$$\eta_{гтр} = N_T / N_H = k_{гтр} i_{гтр}, \quad (3.158)$$

Графік, на якому нанесені криві  $M_H = f_1(i_{гтр})$ ,  $M_T = f_2(i_{гтр})$ ,  $\eta_{гтр} = f_3(i_{гтр})$  при  $n_H = const$ , називають зовнішньою характеристикою ГТР.

Зовнішня характеристика ГТР (рис.3.79) будується експериментально при  $n_H = n_1 = const$ . Робочими режимами ГТР є зона передатних відносин від  $i_1$  до  $i_2$ , у котрій маємо  $\eta_{гтр} \geq \eta_{min} = 0,85$ . На розрахунковому режимі  $i^*$  ГТР працює з максимальним ККД ( $\eta^* = \eta_{max} = 0,88...0,91$ ). На режимах  $i_i < i_3$  реактор має позитивний крутячий момент  $+M_p$  і відповідно до рівняння (3.155)  $M_T > M_H$ .

При  $i_i > i_3$  на реакторі має місце негативний крутячий момент  $-M_p$  і відповідно  $M_T < M_H$ .

У точці А на режимі  $i_3$  момент на направляючому апараті дорівнює:  $M_p = 0$ , а  $M_T = M_H$  і ГТР працює як гідромуфта.

Слід зазначити, що при значних змінах навантаження на відомому валу гідротрансформатора навантаження на ведучому валу змінюється мало. Явище «не пропускати» навантаження з боку відомого вала на ведучий називається «непрозорістю».

Коефіцієнт корисної дії гідротрансформатора згідно з характеристикою буде дорівнювати нулю в двох точках: при  $n_2 = 0$ ;  $i_2 = n_{max}$ . Така форма зниження ККД небажана, особливо при зниженні ККД зі зменшенням навантаження на відомому валу. У мобільних машинах режим малих навантажень відповідає пересуванню по рівній пересуванню по рівній дорозі з твердим покриттям. Малий ККД на таких режимах веде до переросходу пального.

На тракторах і автомобілях застосовуються гідромеханічні трансмісії і гідропередачі, що можуть працювати як гідротрансформатор і як гідромуфта (перехід з одного режиму роботи на інший відбувається автоматично). Останні створені на основі триколісного гідротрансформатора. Особливості роботи цих так званих, комплексних гідропередач полягають у наступному.

При постійній частоті обертання насосного колеса 2 турбінне колесо 4 має частоту обертання, обумовлену прикладеним до нього опором, тобто чим більше знімаємий крутячий момент, на валу вихідної ланки, тим менше його частота обертання.

Якщо на турбінному колесі опір валу відсутній (холостий хід), частота його обертання майже дорівнює частоті обертання насосного колеса 2 (частота обертання вала двигуна).

При незначному опорі на гаку трактора момент опору, прикладений через

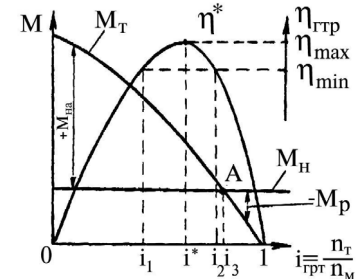


Рис 3.79 - Зовнішня характеристика ГТР (при  $n_H = n_1 = const$ )

трансмisiю до вала турбінного колеса, також невеликий. У цьому випадку установиться рівновага між моментом опору і моментом, з яким впливає потік робочої рідини насосного колеса 2 на лопатки турбінного колеса 4.

Реактор 3 дозволяє змінювати крутящий момент, що виникає, на турбінному колесі 4 пропорційно зміні моменту опору на валу коробки передач. У так названий комплексний гідропередачі реактор 3 у корпусі 1 (рис.3.78) установлений на муфті вільного ходу 5.

Якщо момент турбінного колеса більше моменту насосного колеса, то дія рідини на лопатки колеса реактора викликає заклинювання реактора муфтою і момент  $M_T$  збільшується пропорційно збільшенню навантаження. При  $M_T < M_H$  змінюється напрямок руху рідини, крутящий момент на реакторі змінює напрямок обертання, ролики муфти вільного ходу розклинаються і реактор обертається як одне, ціле з турбінним колесом. Це буде відбуватися при  $i_{гтр} \geq i_A$ . У цьому випадку гідротрансформатор працює як гідромуфта, тому що перетворююча дія реактора дорівнює нулю, а при  $M_p = 0$ ,  $\omega_H = \omega_T$ .

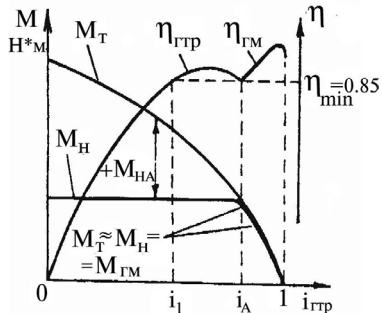


Рис. 3.80 Зовнішня характеристика комплексного гідротрансформатора  $n_H = n_l = \text{const}$ .

Силова взаємодія рідини і лопаток відбувається при незначній по величині частоті обертання, що служить причиною втрат енергії на тертя і зниження значення ККД.

Силова взаємодія рідини і лопаток при відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між ведучим і відомим валами приводить до взаємозалежності силових і кінематичних показників режиму роботи.

Умовна ознака гідротрансформатора складається з: індексу Г-гідротрансформатор; цифри 3 чи 4 - числа коліс; тризначного числа, що позначає активний діаметр у мм; двох- чи тризначного числа, що позначає крутящий момент у КГС·М.

Приклад: гідротрансформатор триколісний з активним діаметром 470 мм і крутящим, моментом,  $M_{кр}=150 \text{ кгс} \cdot \text{м}$  - **Г-3-470-150**.

На відміну від гідромуфт гідротрансформатори працюють тільки при повному заповненні їх робочою рідиною. З метою компенсації впливу великих швидкостей і високих температур рідина в проточну порожнину гідротрансформатора

поворотних пневмодвигунах - обертальне з обмеженим кутом повороту.

За допомогою пневмоапаратури в пневмоприводах змінюють, або підтримують заданий тиск чи витрату робочого газу, роблять пуск чи перекидають потік робочого газу, змінюють напрямок потоку робочого газу. У пневмоприводах застосовують наступні види пневмоапаратів: пневморозподільники, пневмоклапани, пневмодроселі та інші апарати.

Кондиціонери робочого газу призначені для одержання необхідних якісних показників робочого газу. До них відносяться повітряні фільтри, вологовідділювачі, мастилорозпилювачі, холодильники і пневмоглушники.

Пневмоємкості (ресивери і пневмоакумулятори) призначені для вмісту в них робочого газу з метою подальшого використання його в процесі роботи пневмоприводу.

У пневмоприводах немає зливальних і дренажних ліній, так як відпрацьований робочий газ випускається безпосередньо в атмосферу. Пневмолінії підрозділяють на усмоктувальні, напірні пневмолінії керування і вихлопні. Робочим тілом у пневмоприводах є стиснене повітря, тому розрахунок процесів у цьому приводі ґрунтується на законах і рівняннях газо- і термодинаміки.

### 3.7.2 Властивості газу і рівняння, що описують його властивості

Головними характеристиками робочого газу, що визначають його стан, є тиск, питомий об'єм (щільність) і термодинамічна температура.

Тиск стиснутого повітря в магістральних пневмоприводах загального застосування звичайно не перевищує 1 МПа (10 кгс/см<sup>2</sup>). Однак у пневмоприводах з індивідуальними джерелами енергії робочого газу тиск може досягати 10 МПа (100 кгс/см<sup>2</sup>) і більше.

Питомим об'ємом газу  $V$ , м<sup>3</sup>/кг, називають фізичну величину, рівну відношенню об'єму газу до його маси:

$$V = \frac{W}{M}, \quad (3.182)$$

де  $W$  - об'єм газу, м<sup>3</sup>;  $M$  - маса газу, кг.

Питомий об'єм є величина, зворотна щільності  $\rho$  (кг/м<sup>3</sup>):

$$V = \frac{1}{\rho} \text{ або } V\rho = 1, \quad (3.183)$$

Термодинамічну температуру  $T$  вимірюють у кельвінах (К). Співвідношення між температурою, обмірюваною по шкалі Цельсія, °С, і термодинамічною температурою визначається рівнянням

$$T = t + 273,15^\circ \text{C}, \quad (3.184)$$

Для різниці температур розмір кельвіна і градуса Цельсія однаковий. Звідси випливає, що температура  $t$  може бути від'ємною, а абсолютному нулю температури  $T = 0$  відповідає  $t = -273,15^\circ \text{C}$ .



### 3.7 Пневмоприводи

#### 3.7.1 Загальні визначення і принцип дії пневмоприводів

Пневмоприводом називають сукупність пристроїв, у число яких входить один або декілька об'ємних пневмодвигунів, призначених для приведених у рух механізмів і машин за допомогою робочого газу під тиском. До складу пневмоприводів крім пневмодвигунів може входити наступне пневматичне обладнання: джерела енергії робочого газу, пневмоапаратура, кондиціонери робочого газу, пневмоемкість, пневмомагістралі, а також засоби вимірювання, наприклад манометри, термометри та інше.

За допомогою пневматичних пристроїв (приводів) вирішуються складні задачі по автоматизації керування машинами і виробничими процесами. Застосування їх має переваги в тих випадках, коли потрібно здійснити швидкі переміщення виходу, а також коли застосування гідравлічних приладів з масляним робочим середовищем неприпустимо по вимогам санітарії, як це має місце в харчовій і переробній промисловості в ряді хімічних виробництв.

До основних переваг пневматичних пристроїв відносяться надійність і довговічність, швидкість дії (спрацьовування), простота і економічність, обумовлені одноканальним живленням виконавчих пневмо-механізмів (відпрацьоване повітря випускається безпосередньо в атмосферу) і дешевизною самого робочого середовища.

Поряд з позитивними якостями пневмосистеми володіють недоліками, що впливають із природи робочого середовища - повітря. Повітря має високу стискальність, через що воно при стискуванні накопичує енергію, що при відомих умовах може перетворитися в кінетичну енергію рухомих мас і викликати ударні навантаження.

Внаслідок цього пневматичні силові системи не забезпечують без спеціальних додаткових засобів необхідну плавність і точність ходу. Стискальність повітря в пневмосистемах виключає можливість безпосередньої фіксації органів керування в заданих проміжних положеннях. В пневмоприводі важко одержувати при перемінному навантаженні рівномірну і стабільну швидкість.

Крім цього пневмоприводи мають, як правило, більш низький ККД у порівнянні з гідроприводами, а також вимагають застосування мастильних пристроїв.

Стиснене повітря для живлення пневмосистем звичайно виробляється компресорами, що обслуговують пневмомашини всього підприємства або визначену їхню групу. У централізованих і групових системах живлення, як правило, застосовується тиск 0,5...0,6 МПа, при індивідуальному живленні – 5,0 МПа і вище.

Потік стиснутого повітря передається по трубопроводу до пневмодвигуна, у якому енергія стиснутого повітря перетворюється в механічну енергію.

Пневмодвигуни, що входять до складу пневмоприводів, підрозділяють на пневмоциліндри, пневмомотори і поворотні пневмодвигуни. У пневмоциліндрах вихідні ланки роблять зворотно-поступальний рух, пневмомоторах - обертальний,

подається під тиском.

Крутящий момент на насосному колесі дорівнює різниці моментів на турбінному колесі і реакторі, а крутящий момент на турбінному колесі дорівнює сумі крутящих моментів на насосному колесі і реакторі:

$$\begin{aligned} M_H &= M_T - M_P \\ M_T &= M_H + M_P \end{aligned} \quad (3.159)$$

Якщо скласти алгебраїчну суму моментів лопатевих коліс, то співвідношення моменту на будь-якому режимі роботи передачі визначається рівністю:

$$M_H + M_T + M_P = 0, \quad (3.160)$$

тобто алгебраїчна сума моментів усіх коліс гідротрансформатора дорівнює нулю.

Для будь-якого сталого режиму роботи гідротрансформатора при нерухомому реакторі рівняння балансу енергії (потужності) можна представити в наступному вигляді:

$$N_1 = N_2 + N_P, \quad (3.161)$$

де  $N_1$  - потужність, що надається насосом потокові рідини;  $N_2$  - потужність, що відводиться від потоку рідини турбіною;  $N_P$  - утрати потужності на подолання опорів при русі рідини в порожнині гідротрансформатора.

$$V \equiv V_u \equiv nR \equiv n_n \cdot D_a; \quad Q_u \equiv V \cdot D_a^2 \equiv n_n \cdot D_a^3; \quad (3.162)$$

З рис. 3.75 видно, що в ГТР як і в ГМ характерним розміром робочих коліс у робочій порожнині є активний діаметр  $D_a$ , за характерну частоту обертання можна прийняти  $n_n$ . При цьому очевидні наступні пропорції:

$$R \equiv D_a; \quad \rho \equiv \gamma. \quad (3.163)$$

З урахуванням записаних пропорцій рівняння можна записати в наступному вигляді:

$$M = \gamma n_H D_a^3 n_H D_a D_a \equiv \gamma n_H^2 D_a^5, \quad (3.164)$$

Увівши поняття коефіцієнта пропорційності ( $\lambda$ ), пропорцію (3.164) можна записати у вигляді рівняння:

$$M = \lambda \gamma n_H^2 D_a^5, \quad (3.165)$$

Використовуючи рівняння (3.165), знаходимо крутящий моменти, на робочих колесах ГТР чи ГМ по формулам (формули подібність ГДП):

$$M_n = \lambda_n \gamma n_H^2 D_a^5, \quad (3.166)$$

$$M_T = \lambda_T \gamma n_H^2 D_a^5, \quad (3.167)$$

де  $\gamma$  - питома вага робочої рідини ГДП;  $\lambda_H, \lambda_T$  - відповідно, коефіцієнти моментів насоса і турбіни.

Величини  $\lambda_H, \lambda_T$  і  $n_{emp}$  залежать від геометрії лопатевих систем відповідно насоса і турбіни. Використовуючи зовнішні характеристики ГТР (рис. 3.76),

ГМ (рис. 3.79) і рівняння (3.166), (3.167) можна знайти коефіцієнти моментів:

$$\lambda_n = \frac{M_n}{\gamma m_H^2 D_a^5}, \quad (3.168)$$

$$\lambda_T = \frac{M_T}{\gamma m_H^2 D_a^5}, \quad (3.169)$$

Тому що  $M_n = f_1(i)$ ,  $M_T = f_2(i)$ , то очевидно, знайдені значення  $\lambda_n$  і  $\lambda_T$  будуть також функціями  $\lambda_n = f_3(i)$ ,  $\lambda_T = f_4(i)$ , при цьому:

$$\lambda_p = \lambda_m - \lambda_n, \quad (3.170)$$

$$k_{zmp} = \frac{\lambda_m}{\lambda_n}, \quad (3.171)$$

**Універсальна характеристика** гідротрансформатора може бути двох видів.

Універсальна характеристика першого виду будується шляхом сполучення на одному графіку ряду зовнішніх характеристик, побудованих за результатами іспитів при декількох постійних частотах обертання насосного колеса, як і для гідромуфти.

При побудові характеристик користаються наступними залежностями і прийомами.

Відношення моментів турбінного колеса  $M_{1T}/M_{2T}$  буде прямо пропорційно відношенню квадратів частот обертання насосного колеса:

$$M_{2T} = M_{1T} \left( \frac{n_{2H}}{n_{1H}} \right)^2, \quad (3.172)$$

Частоту обертання турбінного колеса  $n_{2T}$ , що відповідає  $M_{2T}$ , знаходять з рівності моментів:

$$n_{1T} = n_{2T}, \text{ або } \frac{M_{1T} n_{1T}}{M_{1H} n_{1H}} = \frac{M_{2T} n_{2T}}{M_{2H} n_{2H}}, \quad (3.173)$$

Знаючи значення моментів  $M_{1H}$  при  $n_{1H}$  і  $M_{2H}$  при  $n_{2H}$ , одержимо:

$$n_{2T} = n_{1T} \frac{n_{2H}}{n_{1H}}, \quad (3.174)$$

По відомому  $n_{2T}$  відкладають  $M_{2T}$ .

По кривій моментів насосного колеса на зовнішній характеристиці при нормальній частоті обертання колеса будують криві моментів насосного колеса для інших значень частот обертання.

Момент насосного колеса знаходять по залежності:

гідромоторів. 18. Улаштування і принцип дії аксіально-поршневого, радіально-поршневого і планетарних гідромоторів. 19. Класифікація і принцип дії поворотних гідродвигунів (шиберного, поршневого, діафрагменного). 20. Улаштування ущільнення камери нагнітання мотор-насоса МНШ і ГМШ. 21. Призначення і улаштування дренажної системи МНШ. 22. Призначення і принцип дії гідростатичного розвантаження деталей гідромоторів. 23. Що розуміється під гідро-пневмоприводом? 24. Які вам відомі передачі? 25. Переваги і недоліки об'ємного гідроприводу? 26. Принцип дії об'ємного гідроприводу? 27. Сутність аналогії між гідравлічною і механічною передачами? 28. Потужність, загальний ККД, передатне відношення гідроприводу. 29. Що є головним розміром гідроагрегата. 30. Назвіть основні характеристики гідроагрегатів. 31. Призначення типи і принцип дії розподільників. 32. Умовна позначка і маркірування розподільників на схемах. 33. Класифікація, умовна позначка, призначення і принцип дії клапанів. 34. Призначення, умовна позначка і пристрій дроселів. 35. Призначення умовна позначка і улаштування гідробака. 36. Призначення, принцип дії й умовна позначка дросельного й об'ємного дільника потоку. 37. Призначення, принцип дії й умовна позначка гідроаккумуляторів. 38. Класифікація, пристрій і умовна позначка фільтрів, сепараторів і кондиціонерів робочої рідини. 39. Основні схеми включення фільтрів. 40. Вимоги, до робочих рідин. 41. Основні фізико-хімічні властивості робочих рідин. 42. Умовна позначка робочих рідин для об'ємних гідроприводів. 43. Накреслити схему установки: радіатора і клапана, що забезпечують циркуляцію тільки прогрітого масла; фільтра і клапана, що забезпечують надійну роботу гідроприводу. 44. Перелікуйте сільськогосподарські машини, на яких установлені ГСТ привода ходових коліс. 45. Перелікуйте напрямки комплексної гідрофікації сільськогосподарської техніки. 46. Сформулюйте призначення гідравлічного відбору потужності загального призначення (ГВП-ЗП). 47. Сформулюйте призначення ГВП підвищеної потужності. 48. Що дає впровадження ГВП-ПП замість ГВП-ЗП? 49. Перелікуйте назви схем, по яким виконується ГСТ. 50. Перелікуйте переваги двоагрегатної схеми в порівнянні з іншими схемами ГСТ. 51. Назвіть якісні зміни в технологічних процесах сільськогосподарського виробництва, що можливі при комплексній гідрофікації сільськогосподарської техніки. 52. Перелікуйте основні причини, що стримують комплексну гідрофікацію сільськогосподарської техніки. 53. За рахунок чого забезпечується уніфікація установки ГСТ-90 на різних сільськогосподарських машинах. 54. Перелікуйте основні правила експлуатації і технічного обслуговування, що забезпечують надійну роботу ГСТ-90. 55. Яку передачу називають гідродинамічною (ГДП)? 56. Яку ГДП називають гідротрансформатором (ГТР)? 57. Яку ГДП називають гідромуфтою (ГМ)? 58. Які типи ГТР і ГМ вам відомі? 5. Чим відрізняється багатокілісний ГТР від багатоступінчастого? 59. Чим відрізняється зовнішня характеристика ГТР від приведеної? 60. Чому максимальний ККД гідромуфти більше максимального ККД гідротрансформатора? 61. Який гідротрансформатор називається комплексним (ГТК)? 62. Які переваги в ГТК перед ГТР? 63. З якою метою в ГТК направляючий апарат поділяють на дві частини? 64. Від яких параметрів залежить величина моменту на робочому колесі ГТР? 65. Який ГТР називається «прозорий», а який «непрозорий»? 66. Чи може гідромуфта бути «непрозорою» і чому? 67. Яку передачу називають гідромеханічною (ГМП)? 68. Які переваги ГМП перед механічною передачею?

По центральному отвору ступиці 17 проходить вал 18, до фланця якого кріпиться турбіна 9. На шліцевому кінці вала 18 змонтована зубчата напівмуфта 22. На ній виконана доріжка роликового підшипника 21, зовнішнє кільце якого запресовано в розточення ступиці 17 до упора в шайбу 20, а підшипник є задньою опорою турбінного вала 18. На ступиці напівмуфти 22 установлені чавунні ущільнювальні кільця, що контактують із втулкою 19 ступиці 17 реакторів. Другою опорою комплексу деталей, зв'язаних з турбінним колесом, служить підшипник 2, внутрішнє кільце, якого встановлено на шийку деталі, сцентрованої по осьовому розточенню вала 1 насосного колеса, а зовнішнє кільце цього підшипника входить у розточення у фланці вала 18 турбінного колеса. Таким чином, підшипник 2 є проміжною опорою між валами насоса і турбіни. Насосне колесо 10 з'єднується з ведучим валом 1 насосного колеса через його штампосварний корпус, усередині якого змонтована шліцева муфта 3 (зубчата) блокування гідротрансформатора, при включенні якої крутящий момент, від вала 1 насосного колеса передається безпосередньо на фланець вала 18 турбінного колеса, при цьому робоча рідина в порожнині ГТР не циркулює, тобто  $Q_{\text{ч}} = 0$ . Роликовий підшипник 16 є задньою опорою комплексу деталей, зв'язаних з насосним колесом, у тому числі ведучого зубчастого колеса 15, у внутрішнім розточенні якого встановлений цей підшипник. Зубчасте колесо 15 служить для привода насоса системи підживлення, що забезпечує охолодження масла і безкавітаційний режим у потоці рідини  $Q_{\text{ч}}$ , що циркулює в робочій порожнині ГТР. У системі підживлення встановлені кілька запобіжних клапанів: для насоса підживлення, клапан розрахований на тиск  $p_{\text{пр1}} = 0,6$  МПа, для робочої порожнини ГТР  $p_{\text{пр2}} = 0,25$  МПа і радіатора  $p_{\text{пр3}} = 0,2$  МПа, а в корпусі фільтра передбачений грязьовий клапан.

Хоча ККД гідромеханічної трансмісії з ГТР на 8...10% нижче, ніж у механічній, за рахунок підвищення продуктивності МТА, витрата палива трактором ДТ-175С на 1га виконаної роботи складає менше, ніж у трактора з механічною передачею. Наприклад, ДТ-175С в порівнянні з трактором такої ж потужності, але з механічною передачею дозволяє збільшити продуктивність МТА: на дисковому лушненні - на 10...19%; на посіві - 7,1...9% і на різних видах оранки - на 4...12%.

### Питання для самоконтролю

1. Призначення гідронасоса і гідродвигуна.
2. Основні характеристики гідромашини (гідронасоса, гідродвигуна).
3. Класифікація й умовна позначка насосів.
4. Які типи роторно-поступальних ГМ вам відомі?
5. Які роторно-обертальні ГМ вам відомі?
6. Яку ГМ називають реверсивною й оборотною?
7. По якій формулі розраховується подача роторного насоса будь-якого типу?
8. Які існують способи регулювання подачі роторних насосів?
9. Перелічіть групи виконання шестеренних насосів.
10. Розшифруйте марки гідромашин: НШ50-3-Р, ГМШ-10, НМШ-25, МНШ-32У і НШ-32-10-2.
11. Які переваги має «круглий» шестеренний насос перед насосом, що має прямокутну форму перетину корпуса?
12. Особливості конструкції насосів НШ-У, НШ-К.
13. Пристрій гідростатичного розвантаження насоса НШ-К.
14. Пристрій і принцип дії насосів з циклоїдальним внутрішнім зачепленням.
15. Класифікація й умовне означення гідродвигунів.
16. Улаштування і принцип дії поршневих гідродвигунів.
17. Улаштування, принцип дії і способи підвищення пускового моменту шестеренних

$$M_{2H} = M_{1H} \left( \frac{n_{2H}}{n_{1H}} \right)^2, \quad (3.175)$$

Потім по відомим крутящим моментам, і частотам обертання визначають ККД гідротрансформатора по формулі:

$$\eta_T = \frac{M_T n_T}{M_H n_H}, \quad (3.176)$$

Другий вид універсальної характеристики гідротрансформатора будують по його приведеній характеристиці.

При побудові частоту обертання насосного колеса приймають постійною ( $n_H = \text{const}$ ) і задають послідовно ряд значень  $i$ , тоді  $n_2 = i n_1$ . Криві  $M_1$  і  $M_2$  у залежності від частоти обертання турбінного колеса будують на підставі рівнянь:

$$\begin{aligned} M_H &= \lambda_H \rho D^5 n_1^2 \\ M_T &= \lambda_T \rho D^5 i n_1^2, \\ \eta &= f(i) = f(n_2) \end{aligned} \quad (3.177)$$

Задаючись частотою обертання насосного колеса  $n' = a n_1$ ,  $a = 0,9; 0,8; 0,7$  і т.п., будують інші криві в тім же масштабі.

У деяких випадках до гідротрансформаторів пред'являють, вимоги щоб крутящий момент  $M_1$  змінювався в залежності від передатного відношення. Таку характеристику називають «прозорою». Якщо зі збільшенням  $M_2$  одночасно збільшується і момент  $M_1$ , то, таку, характеристику прийнято називати з «прямою прозорістю». Якщо при збільшенні моменту  $M_2$  момент  $M_1$  зменшується, то така характеристика гідротрансформатора називається з «зворотною прозорістю».

Для побудови спільних характеристик гідротрансформатора з агрегатом необхідно мати характеристики двигуна, гідротрансформатора і виконавчої машини. Спільна робота гідродвигуна з гідротрансформатором визначається точкою перетинання характеристики гідродвигуна і насосного колеса гідротрансформатора.

Підбір гідротрансформаторів, виконується по характеристикам з використанням формули (3.177).

Регулювання гідротрансформаторів здійснюється такими способами:

- зміною частоти обертання насосного колеса;
- зміною наповнення кола циркуляції;
- механічним впливом на потік робочої рідини в колі циркуляції;
- заміною робочих коліс.

Зміну частоти обертання насосного колеса можливо тоді, коли двигун регулюється по частоті обертання. Цей спосіб регулювання найбільш економічний і широко застосовується на транспортних машинах з дизелями (автомобілі, тракто-

ри, екскаватори).

Момент насосного і момент турбінного колеса змінюються при такому регулюванні пропорційно квадрату частоти обертання насосного колеса, а ККД при цьому залишається таким, як і до регулювання.

Регулювання зміною наповнення при зливів рідини з кола циркуляції приводить до різкого падіння вторинного моменту і до значного зменшення ККД гідротрансформатора. Цей метод регулювання неекономічний і застосовується дуже рідко.

Регулювання механічним впливом на потік робочої рідини в колі циркуляції може здійснюватися двома способами: поворотом лопаток коліс гідротрансформатора і застосуванням дросельних заслінок. У більшості конструкцій поворотні лопатки встановлюються в насосному колесі чи в реакторі. Цей спосіб більш економічний, чим регулювання зміною наповнення. Наприклад, при зменшенні переданої гідротрансформатором потужності до половини від номінальної максимальне значення ККД знижується усього до 15% проти максимального значення ККД при повній потужності. При регулюванні наповненням для подібного режиму ККД знижується на 50%.

Регулювання дросельною заслінкою здійснюється перекриттям потоку рідини в насосному колесі.

У нерегульованих двигунах найбільш стійке регулювання гідротрансформаторів досягається механічним способом.

### 3.6.4 Приведені характеристики гідродинамічної передачі.

На основі знайдених значень  $\lambda_H = f_1(i)$ ,  $\lambda_T = f_2(i)$  і  $\eta_H = f_3(i)$  будуть приведені характеристики гідротрансформатора (рис. 3.81, а) і гідромуфти (3.81. б), що справедливі для всіх значень  $n_H = n_i = var$ .

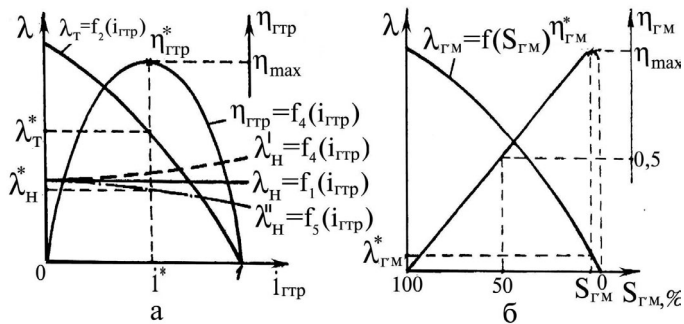


Рис. 3.81 Приведені характеристики: а) ГТР; б) - ГМ; ( $n_H = n_i = var$ )

У всіх ГТР зі збільшенням  $i_{zmp}$  коефіцієнт  $\lambda_T = f_2(i)$  зменшується. ГТР, у якого зі зменшенням  $\lambda_T$  коефіцієнт  $\lambda_H = f_1(i_{ГТР}) = const$  (рис.3.81 а) називають

400-70 представлений на рис. 3.87. Гідротрансформатор дозволяє автоматично і безступінчасто змінювати швидкість руху трактора в залежності від тягового навантаження на гаку, а також розриває жорсткий кінематичний зв'язок між ДВЗ і КПП, демпфірує коливальні процеси, зменшуючи величину пікових динамічних навантажень, що сприяє значному збільшенню терміну служби всіх механізмів і деталей трансмісії трактора.

**Технічна характеристика гідротрансформатора Г4-400-70:** одноступінчатий, комплексний, двухреакторний; активний діаметр  $D_a = 0,4$  м; коефіцієнт трансформативності на «стоповому» режимі ( $i_{zmp} = 0$ ) дорівнює  $k = 3,3 \pm 0,3$ ; максимальний ККД на режимі трансформативності крутячого моменту,  $\eta_{max} = 0,89 \dots 0,9$ ; «прозорість» у діапазоні передаточних чисел при  $\eta_{zmp} \geq 0,8$  дорівнює  $P_p = M_{H_{max}} / M_{H_{min}} = 1,3 \pm 0,1$  і передаточне число при переході на режим гідромуфти  $i_{zm} = 0,85 \dots 0,87$ .

Основними елементами ГТК є чотири лопатеві робочі колеса, відлитих з алюмінієвого сплаву А1-9, Н - насосне колесо 10, Т - турбінне колесо 9, НА<sub>I</sub> - перший направляючий апарат 8 і НА<sub>II</sub> - другий направляючий апарат 11. Вони утворюють робочу порожнину ГТК, у якій циркулює робоча рідина, що передає потужність від насосного колеса до турбінного.

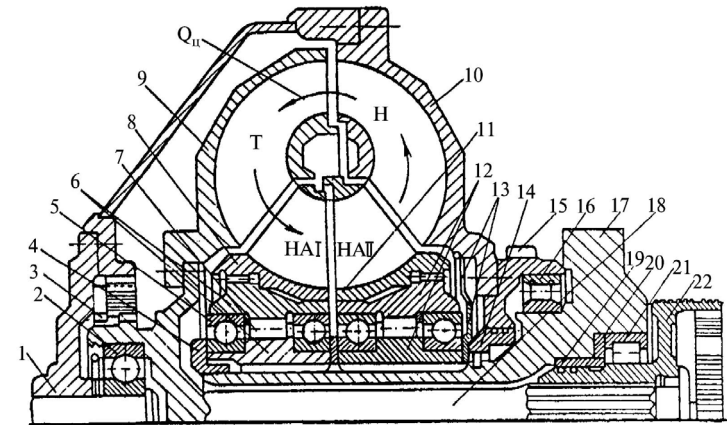


Рис. 3.87 Поздовжній розріз гідротрансформатора марки Г4-400-70

Несующою деталлю ГТР є ступиця 17 реакторів, що кріпиться до нерухомого корпусу ГТР. На шліцах ступиці за допомогою гайки 4 закріплені внутрішні, з циліндричною поверхнею обойми 6 і 12 муфт вільного ходу 7 направляючих апаратів НА<sub>I</sub> і НА<sub>II</sub>, екрануючі шайби 13 і втулка 14 з чавунними ущільнювальними кільцями.

На внутрішній обоймі за допомогою двох роликів 7 і чотирьох шарикопідшипників 5 установлені дві зовнішні, з перфорованими пазами, обойми МВХ, що за допомогою зовнішніх зубчатих шліців з'єднуються з направляючими апаратами 8 і 11.

по всьому робочому діапазоні; забезпечити коефіцієнт використання потужності ДВЗ рівним одиниці, а також підвищити продуктивність машинно-тракторного агрегату;

- зменшити кількість ступіней у КПП до двох-трьох;
- поліпшити маневреність і розгінні якості, підвищити прохідність трактора по слабким ґрунтам;
- знизити динамічні навантаження у вузлах механічної частини трансмісії, у результаті чого довговічність шестірень КПП підвищується в 2...2,5 рази;
- різко поліпшити і полегшити працю тракториста, тому що зміна швидкості і сили тяги трактора відбувається автоматично за рахунок зміни режиму роботи ГТР, без переключення КПП.

За даними НАТІ, на гусеничному тракторі класу 30кН із механічною трансмісією при типовому розподілі тривалості роботи на різних сільськогосподарських операціях трактористу приходится кожні три хвилини робити переключення КПП, виключити педаль муфти зчеплення.

В даний час серійно випускається з гідромеханічною трансмісією енергонасичений швидкісний гусеничний трактор ДТ-175С «Волгарь», створений на базі трактора ДТ-75М.

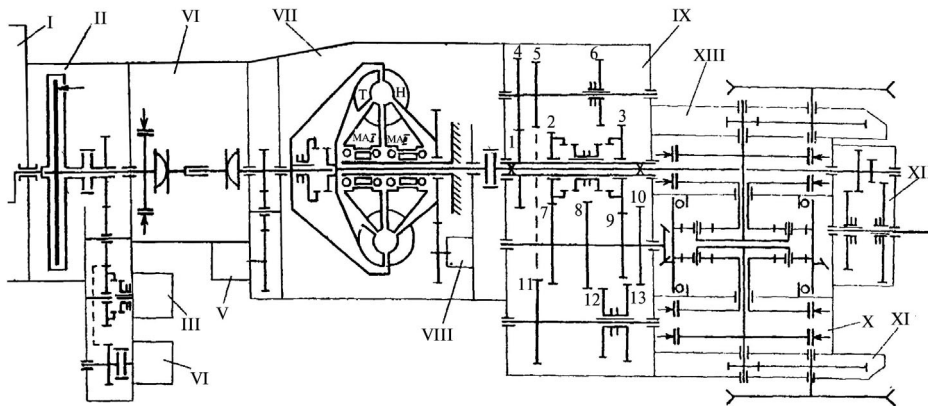


Рис. 3.86 Гідромеханічна передача трактора ДТ-175С «Волгарь».

Кінематична схема ГМТ трактора ДТ-175С зображена на рис.3.86 Потужність від двигуна I через муфту зчеплення II, карданну передачу VI, гідротрансформатор VII з насосом підживлення VIII, коробки зміни передач IX, задній міст X і кінцеві передачі ліву XI і праву XII передається на ведучі зірки трактора. Насоси IV і V обслуговують відповідно гідросистему керування і змащення трансмісії, а насос III гідронапівної системи можна використовувати як гідралічний вал відбору потужності загального призначення (ГВП-3П). Механічний ВВП XII приводиться від вала турбіни гідротрансформатора VII марки Г4-400-70 і забезпечує вибір максимальної вільної потужності  $N_{\text{вм}} = 88$  кВт.

Фрагмент конструкції поздовжнього розрізу гідротрансформатора марки Г4-

непрозорим. Якщо зі збільшенням  $i_{\text{зпр}}$  величина  $\lambda_H'' = f_5(i_{\text{ГТР}})$  зменшується - ГТР з **прямою прозорістю**, а якщо  $\lambda_H'' = f_4(i_{\text{ГТР}})$  збільшується - ГТР зі **зворотною прозорістю**. ГМ завжди має пряму прозорість (рис. 3.81 б).

Використовуючи приведені характеристики ГДП можна по формулах (3.166) і (3.167) знайти величину крутящего моменту передаваного робочими колесами ГТР чи ГМ на будь-яких режимах роботи і при будь-якій частоті обертання вала насоса  $n_{\text{н}}$ . Наприклад, на розрахунковому режимі  $i^*$  для прозорого ГТР (рис. 3.81, а) будемо мати  $M_H^* = \gamma \cdot \lambda_H^* \cdot n_i^2 \cdot D_a^5$ ,  $M_T^* = \gamma \cdot \lambda_T^* \cdot n_i^2 \cdot D_a^5$ , а для ГМ (рис. 3.81, б) на розрахунковому ковзанні ( $S_{\text{зм}}^*$ ) відповідно одержимо:

$$M_{\text{зм}}^* = M_H^* = M_T^* = \gamma \lambda_{\text{зм}}^* n_i^2 D_a^5, \quad (3.178)$$

З рис. 3.80 видно, що в гідротрансформаторі комплексному (ГТК) збільшується робоча зона передатних відносин  $i_{\text{зпр}} = i_1 \dots i_A$  за рахунок роботи його на режимах гідромуфти  $i_{\text{зм}} = i_A \dots I$ . Для ще більшого розширення зони високих ККД ( $\eta_{\text{зпр}} \geq 0,85$ ), у ГТК реактор поділяють на дві половин (рис. 3.82) кожна з яких установлюється на муфті вільного ходу (МВХ). Приведена характеристика такого ГТК представлена на рис. 3.83.

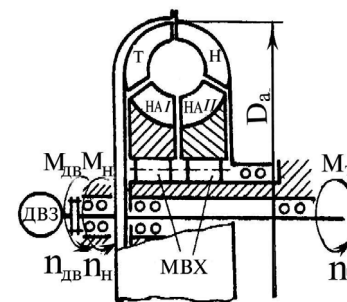


Рис. 3.82 Комплексний ГТР (багатоколісний, одноступінчатий)

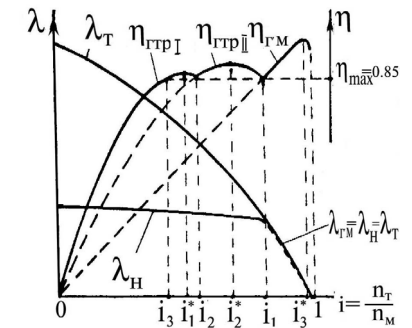


Рис. 3.83 Приведена характеристика ГТР із двома реакторами з муфтами вільного ходу.

При передатних відносинах (рис. 3.82) від  $i = 0$  до  $i_2$  маємо I режим ГТР, коли обидва реактори нерухомі;

- від  $i_2$  до  $i_1$  буде II режим ГТР, на якому реактору НА<sub>I</sub> обертається, а на II нерухомий,

- від  $i_1$  до  $i = 1$  ГТР працює в режимі ГМ, при цьому обидва реактори обертаються;

від  $i_3$  до  $i = 1$  одержуємо розширену робочу зону комплексного гідротрансформатора, у якій будемо мати  $\eta_{зтк} \geq 0,85$ .

Комплексний гідротрансформатор із двома реакторами (НА) встановленими на муфті вільного ходу, що мають розширену зону  $i_{зтк}$  з  $\eta_{зтк} \geq 0,85$ , знайшли широке застосування на тракторах, автомобілях і інших машинах, на яких встановлюються ДВЗ, що мають малий коефіцієнт пристосованості по крутящому моменту на валу двигуна.

Для одержання максимальних економічних показників системи ДВЗ - ГДП, необхідно визначити величину  $D_a$  гідротрансформатора чи гідромуфти, при якому буде зніматися повна (номінальна) потужність ДВЗ. Якщо вал насоса прозорого ГТР (рис. 3.81, а)  $\lambda_H^* = f_5(i_{зтп})$  зв'язаний безпосередньо з валом ДВЗ (рис. 3.82), то можна записати:  $n_H = n_{дв}^{ном}$  і  $M_H = M_{дв}^{ном}$ . Приймавши  $\lambda_H = \lambda_H^*$  при  $i_{зтп} = i^*$ , коли маємо  $\eta_{зтп}^* = \eta_{max}$  (рис. 3.81, а), з рівняння (3.166) знаходимо:

$$M_{дв}^{ном} = \gamma \lambda_H^* (n_{дв}^{ном})^2 D_a^5, \quad (3.179)$$

чи

$$D_a = \sqrt[5]{\frac{M_{дв}^{ном}}{\gamma \lambda_H^* (n_{дв}^{ном})^2}}, \quad (3.180)$$

Активний діаметр  $D_a$  ГМ можна знайти, вирішивши рівняння (3.178) відносно  $D_a$ . Знайшовши значення  $D_a$  і, використовуючи рівняння (3.166) у вигляді:

$$M_n = \gamma \lambda_{H_i} n_{H_i}^2 D_a^5, \quad (3.181)$$

можна побудувати характеристику спільної роботи ДВЗ і прозорого ГТР (рис. 3.84).

На рис. 3.84 показані зовнішня характеристика ДВЗ  $M_{дв} = f_1(n_{дв_i})$ , його регуляторна характеристика  $M_{дв}' = f_2(n_{дв_i})$  і параболу навантаження двигуна насосом ГТР,  $M_{H_i} = f_i(n_{H_i})$ . Кожна парабола навантаження обчислюється по рівнянню (3.181) при визначеному значенні  $\lambda_{H_i}$ , що береться з графіка (рис. 3.81) по кривій  $\lambda_H^* = f_5(i_{зтп})$  для різних значень  $i_{зтп}$ . Чисельне значення  $n_{H_i}$  задається в межах  $n_{H_i} = n_{дв}^{min} \dots n_{дв}^{max}$ . Точки перетину ( $A_i$ ) парабол  $M_{H_i} = f_i(n_{H_i})$  із зовнішніми характеристиками ДВЗ  $M_{дв} = f_1(n_{дв_i})$  і  $M_{дв}' = f_2(n_{дв_i})$  називають точками спільної роботи ДВЗ і ГТР. Величини  $n_{H_i}$  й  $M_{H_i}$  у цих точках використовуються для знаходження параметрів турбіни  $M_{T_i} = M_{H_i} \cdot k_{зтп_i}$ ,  $n_{T_i} = n_{H_i} \cdot i_{зтп_i}$  і подальшого тягово-економічного розрахунку машини з ГДП.

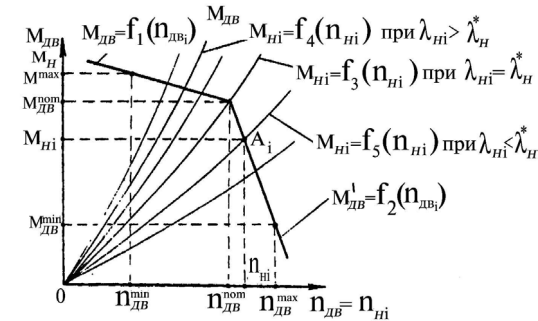


Рис. 3.84 Характеристика спільної роботи ДВЗ із гідротрансформатором.

Якщо з ДВЗ працює непрозорий ГТР, у якого  $\lambda_H = f_1(i_{зтп}) = const$ , то замість пучка парабол виходить одна парабола, що проходить через точку з координатами  $M_{дв}^{ном}$  і  $n_{дв}^{ном}$ . У цьому випадку не використовується швидкісний діапазон ДВЗ  $n_{дв_i} = n_{дв}^{min} \dots n_{дв}^{max}$  і пристосованість його по величині моменту  $M_{дв_i} = M_{дв}^{min} \dots M_{дв}^{max}$  (рис. 3.84).

### 3.6.5 Застосування гідродинамічних передач на мобільній сільськогосподарській техніці

Гідродинамічні передачі з ГТР чи ГМ на мобільних машинах як правило встановлюють разом з механічною коробкою зміни передач (КПП). Таке сполучення (рис. 3.85) називають гідромеханічною передачею (ГМП).

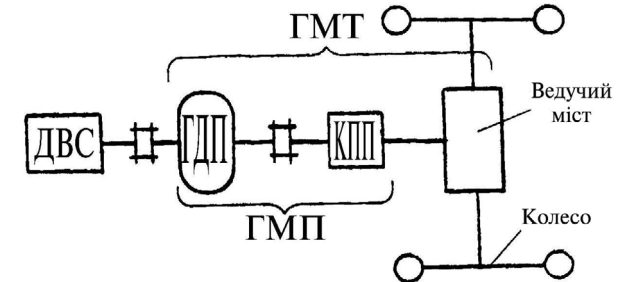


Рис. 3.85 Структурна схема гідромеханічної трансмісії колісного трактора.

Об'єднання гідродинамічної передачі з механічними передачами від вала насоса ГДП до коліс машини називають гідромеханічною трансмісією (ГМТ). Испити дослідних зразків тракторів різних класів із застосуванням ГМТ показали, що застосування ГМП замість механічної дозволяє:

- одержати плавну (безступінчасту) зміну сили тяги і швидкості трактора



ротора 1 діючи на ці пластини, розвиває крутящий момент. Після того як камера заповнення відсіється при обертанні ротора 1 від зв'язаних з вікном живлення каналів *b* в статорі, наповнення її стисненим повітрям припиняється. При подальшому обертанні ротора обсяг камери збільшується ( $q_1 < q_2$ ) і повітря, що розширюється, продовжує діяти на обмежуючі її пластини, розвиваючи крутящий момент. При з'єднанні камери, заповненої частково розширившимся повітрям, з каналами *c* статора 2 повітря відводиться в атмосферу.

Швидкість пневмомотора регулюється шляхом повороту його статора 2, при якому змінюється тривалість з'єднання робочих камер з отворами в живлення, а отже, і ступінь наповнення камер стисненим повітрям. Подібний пневмодвигун, у якому регулювання виконується шляхом відсічення потоку робочого газу, називають пневмодвигун з регульованим відсіченням, причому під відсіченням розуміється припинення подачі робочого газу в робочі камери пневмодвигуна в момент, коли ще відбувається збільшення їхнього об'єму.

Робота пневмомотора може протікати і при повному розширенні повітря до тиску, близького до атмосферного, однак в реальних машинах застосовується часткове розширення, тому що повне розширення веде, внаслідок значного зниження температури, до збільшення розмірів машини і до обмерзання повітряних каналів.

На рис. 3.91, б представлена конструкція пневмомотора шестеренного типу, що являє собою пару косозубих шестірень 2 і 3 (кут нахилу зубів  $6 \dots 8^\circ$ ), валики яких установлені на підшипниках кочення. Для забезпечення роботи в умовах поганого змащення застосовані бакові диски 1 з антифрикційного матеріалу. Змащення шестірень при роботі пневмомотора здійснюється автомаслою, що подає масло в потік стиснутого повітря, що через кран керування по каналам у корпусі пневмодвигуна подається до блоку роторів.

У ряді конструкцій застосовані автоматичні пристрої відцентрового типу, що обмежують максимальну швидкість пневмомотора.

Середнє значення розрахункового крутящего моменту, пневмомотора може бути обчислене по рівнянню:

$$M = \frac{N}{2\pi n}, \quad (3.211)$$

де  $N$  - розрахункова потужність;  $n$  - частота обертання, об/хв.

Підставивши значення  $N = \Delta p Q = \Delta p q n$ , одержимо

$$M = \frac{\Delta P q}{2\pi}, \quad (3.212)$$

де  $\Delta P$  - середній перепад тиску, обчислений по індикаторній діаграмі;  $q$  - робочий об'єм мотора.

Швидкість обертання ротора пневмомотора регулюється зміною витрат стиснутого повітря за допомогою дроселя, що включається звичайно у вхідну магістраль, а крутящий момент, - зміною тиску, здійснюваного регулятором (редук-

міжлопатевим просторам робочого колеса, вода, своєю реактивною силою, надає обертний рух його валу. Від вала турбіни обертний рух передається безпосередньо електрогенератору. Ці турбіни застосовуються при напорах від двох і більше метрів.

**Поворотно-лопатеві турбіни (ПЛ).** В них вода рухається вздовж вісі. Турбіни ПЛ складаються з втулки, на якій закріплюються лопаті, і напрямного апарата (рис. 4.17).

Лопаті турбін ПЛ повертаються відносно своєї вісі перпендикулярної валу турбіни, для забезпечення високих к.к.д. при змінах напору та витрати води. Повертання лопатей здійснюється автоматично за допомогою гідро- чи електропривода.

Кількість лопатей в робочому колесі 4...6 шт. Робоче колесо опущене нижче напрямного апарата. Вода в напрямному апараті рухається радіально, а пройшовши через нього, змінює напрямок на рух вздовж вісі робочого колеса, приводячи його в обертний рух. Далі потік проходить по відсмоктувальній трубі в нижній б'єф.

**Пропелерні (вісьові) турбіни**

**(ПР).** Це турбіни які конструктивно схожі з турбінами ПЛ, але в них лопаті на втулці встановлюються жорстко. Змінити положення лопатей можна тільки зупинивши турбіну, після чого необхідно відкрутити болти, якими закріплені лопаті, встановити лопаті під необхідним кутом і знову їх закріпити. Робоче колесо в них опущене нижче напрямного апарата.

**Активні турбіни.** В них використовується тільки швидкісна (кінетична) енергія потоку води. Принцип роботи активних турбін полягає в безпосередній дії струмینی води на її лопаті (ковші). Установлюються вони на ГЕС, де забезпечується великий напір при малій витраті води, що має місце на дериваційних гідровузлах.

Активна турбіна складається з робочого колеса у вигляді диска на якому закріплені ковші і напрямного апарата у вигляді сопла (рис. 4.18, б.). Робоче колесо установлюється над рівнем води в нижньому б'єфі на такій висоті, щоб воно не підтоплювалось водою.

На рисунку 4.18 показані схеми гідроенергетичних установок.

Початком реактивної турбіни (рис. 4.18, а) вважається переріз 1-1, тобто вхід в турбінну камеру. Вихідний переріз відсмоктувальної труби 3-3 є кінцем турбіни. Напором турбіни  $H_T$  називається різниця питомої енергії води між входом і виходом турбіни. Нехтуючи швидкісною енергією, різниця якої в верхньому і ни-

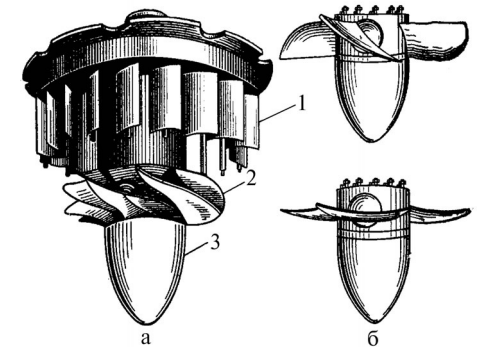


Рис. 4.17 Поворотно-лопатєва турбіна: а - загальний вигляд; б - робоче колесо з відкритими лопатями (зверху) і закритими (внизу); 1 - напрямний апарат; 2 - поворотні лопаті; 3 - втулка з обтікачем.



діляться на реактивні і активні.

**Реактивні турбіни.** В цих турбінах використовується енергія тиску і швидкісна енергія. Робота їх основана на використанні реактивної сили струмینی води, яка протікає через міжлопатевий простір турбіни. Вони застосовуються переважно на невеликих ГЕС, так як здатні працювати при малих напорах. Кожен вид турбіни - це гідравлічний пристрій, до якого входять проточна частина, що включає підвідні органи (турбінну камеру, колони статора, лопаті напрямного апарату), робочі органи (лопатева система робочого колеса) і відвідні органи (відсмоктувальна труба). Турбіна має частини, які обертаються і такі, що не обертаються. До частин, які обертаються відноситься основний робочий орган турбіни – робоче колесо з валом. До частин що не обертаються, відносяться закладні частини (статор, облицювання камер) і частини робочих механізмів (напрямний апарат, кришка, підшипник). Робоче колесо цих турбін повністю розташовується у воді і енергія її потоку передається одночасно усім лопатям робочого колеса. Вони можуть використовуватись і в зворотному режимі, тобто як насоси. По типу робочого колеса реактивні турбіни діляться на радіально - вісьові, поворотно-лопатеві і пропелерні турбіни.

**Радіально – вісьові турбіни (РВ).** В них вода при вході в робоче колесо рухається в радіальному напрямку, а виходить з робочого колеса у вісьовому напрямку. Турбіни РВ складаються з робочого колеса, напрямного апарату з поворотними лопатями і інших елементів (рис.4.16).

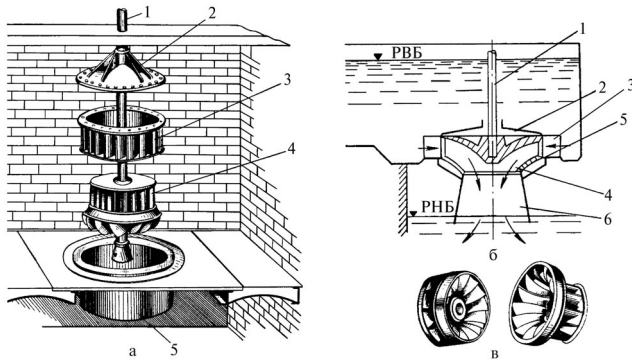


Рис. 4.16 Радіально - вісьова швидкохідна турбіна: а, б – загальний вигляд; в – робочі колеса: тихохідне (зліва) і швидкохідне (справа); 1 - вал; 2 - кришка; 3 - напрямний апарат; 4 - робоче колесо; 5 - спіральна підвідна камера; 6 - відсмоктувальна труба.

пору. Відсмоктувальна труба забезпечує корисне використання всього напору.

Принцип дії РВ турбіни полягає в наступному. Потік води через спіральну камеру рівномірно підводиться до напрямного апарату, через який надходить на робоче колесо в радіальному напрямку і змінює його на вісьовий. Проходячи по

**Робоче колесо** перетворює енергію води в механічну. Напрямний апарат призначений для регулювання витрати води, яка надходить на робоче колесо, недопущення її закручування і є запірним пристроєм при зупинці турбіни. Спіральна камера, по якій вода підводиться до турбіни, призначена для забезпечення рівномірного підведення води по всьому контуру напрямного апарату з найменшими втратами на-

пором) тиску.

#### **Мембранні виконавчі пневмомеханізми.**

У пневмосистемах, і особливо в пневмоавтоматиці з невеликими ходами виконавчих механізмів і тисками ( $< 10 \text{ кг/см}^2$ ), широко поширені пневмоапарати, засновані на використанні пружних елементів (мембрани, сифони й ін.). Ці апарати застосовуються як виконавчі механізми, так і як чуттєві елементи, що сприймають вимірювану величину.

У системах промислової пневмоавтоматики застосовуються переважно прилади з еластичними неметалічними (гумовими і пластмасовими) мембранами, що відрізняються простотою конструкцією, а також можливістю забезпечення повної герметичності.

На рис. 3.93 приведені схеми діафрагменних пневмоциліндрів однобічної і двосторонньої дії. У приводі однобічної дії (рис. 3.193. а) при заповненні порожнини I на штоку розвивається робоче зусилля.

У запобіганні утворення повітряної подушки порожнина II через отвір з'єднується з атмосферою. Повернення штока у вихідне положення виконує поворотна пружина. У привода двосторонньої дії (рис.3.193, б) обидві порожнини I і II є робочими.

При розрахунку корисної сили на штоці деформацією розтягання діафрагми зневажаємо. Вважаючи, що тиск від елементарної площадки кільця між центром і корпусом діафрагми (рис. 3.93, в) передається на жорсткий центр пропорційно відношенню пліч  $\frac{r - \rho}{r - r'}$  де  $r = \frac{D}{2}$  і  $r' = \frac{d}{2}$  (рис.3.193 б), одержуємо вираз для обчислення сили R на штоці.

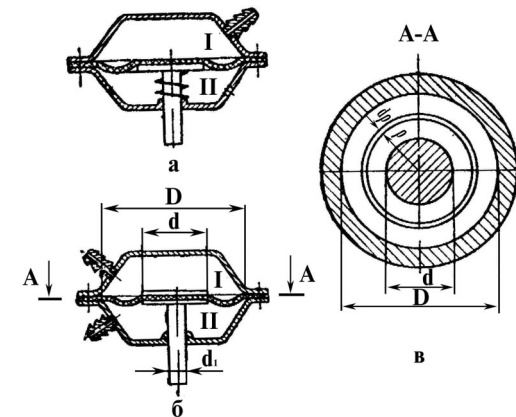


Рис. 3.93 Схеми діафрагменних пневмоциліндрів: а - односторонньої дії; б - двосторонньої дії; в-розрахункова схема.

Сила на штоці в привода однобічної дії (рис. 3.93,а) дорівнює:

$$R = \frac{\pi}{3}(r^2 + r' + r_l^2)p - R_{тр} - S, \quad (3.213)$$

де  $S$  - сила пружини.

Діафрагменні приводи у порівнянні з поршневими володіють де якими перевагами: у виготовленні смороду простіше, вартість їхня нижче, термін служби діафрагми, як правило, у 5-6 разів більше, ніж у манжет поршневих приводів. Однак у ряді випадків, де потрібно одержання великого ходу штока, застосування діафрагменних приводів неможливо.

Крім того, діафрагменні приводи мають обмежені можливості при роботі на підвищених тисках, тому що діафрагми звичайно виготовляються з прогумованої тканини.

Силовa характеристика мембрани залежить від відношення діаметра жорсткого центра  $d$  до діаметра зажима мембрани по контуру  $D$ . Однак збільшення цього відношення понад 0,6...0,8 неможливо через значне зменшення ходу штока привода.

Надійність роботи діафрагменних пневмоциліндрів залежить в основному від якості діафрагми, способу її кріплення в корпусі і якості з'єднання зі штоком.

Кращі експлуатаційні характеристики мають діафрагми увігнутої форми, виготовлені методом гарячого пресування з маслостійкої гумової суміші прорезинової тканини. Такі діафрагми мають гарну зносостійкість і забезпечують найбільшу величину ходу штока.

### 3.7.5 Пневматичні агрегати і пристрої

У пневмосистемах застосовується розподільна і регулююча апаратура тих же типів і конструктивних виконань, що й у гідросистемах, і лише в окремих випадках застосовуються додаткові засоби для підвищення герметичності і забезпечення змащення. Так, наприклад, повсюдно застосовуються розподільні та інші регулюючі клапани з додатковими засобами герметизації у вигляді гумових ущільнювальних кілець, а також клапани з еластичними затворами.

**Розподільні клапани.** Для розподілу повітря застосовуються двухпозиційні клапани і золотники з плоскими розподільними елементами, що забезпечують високу герметичність з'єднань.

На рис.3.95 приведена принципова схема клапанного розподільника для керування пневмоциліндром односторонньої дії. Підведення стиснутого повітря виконується до каналу  $b$ , а відведення відпрацьованого повітря через канал  $a$ . Робоча порожнина силового циліндра 1 з'єднана з каналом  $c$ .

При повороті важеля 4 утоплюється той чи

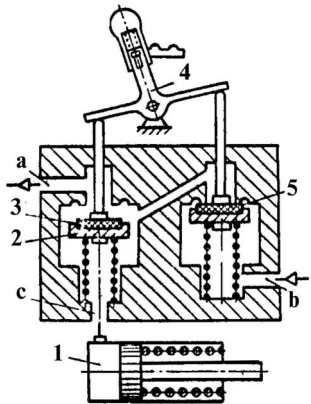


Рис.3.95. Схема клапанного пневморозподільника

тужність. Втрати енергії враховуються введенням сумарного коефіцієнта корисної дії ГЕС  $\eta$ , яким враховуються втрати енергії в водоприймачі, турбінних водоводах, в турбіні і генераторі. Тоді корисну електричну потужність на виводах ГЕС можна знайти за залежністю.

$$N = 9,81 \cdot Q \cdot H \cdot \eta. \quad (4.13)$$

Враховуючи, що сумарний  $\eta \approx 0,87$  для приблизних розрахунків можна прийняти

$$N = 8,5 \cdot Q \cdot H. \quad (4.14)$$

Вироблення електроенергії  $E$  (кВт·год) за період роботи ГЕС,  $T$  визначається за залежністю

$$E = N \cdot T = 8,5 \cdot Q \cdot H \cdot T. \quad (4.15)$$

**Будівлі ГЕС.** Служать для розташування в них основного гідромеханічного і електротехнічного обладнання, а також допоміжного обладнання. Гідромеханічне обладнання – це гідротурбіни, а електротехнічне - електрогенератори. Турбіни і генератори між собою з'єднуються одним валом. Будівля ГЕС є основною спорудою гідровузла з ГЕС і ділиться на два пояси – нижній і верхній. В нижньому поясі розташовується гідромеханічне обладнання - турбіни, турбінні камери і відсмоктувальні трубопроводи, а в верхньому – електрогенератори, регулятори, пульт керування і інше електротехнічне та допоміжне обладнання (рис. 4.15).

Нижня частина (пояс) будівлі ГЕС улаштовується із залізобетону, верхня – з кам'яних матеріалів, цегли та збірного залізобетону.

До допоміжного обладнання відносяться: масляне господарство, технічне водопостачання, система осушення проточної частини гідроагрегатів, система вентиляції, вантажопідйомне обладнання і ін.

### 4.1.5 Гідротурбіни. Класифікація, конструкція і принцип дії

**Гідротурбіни** – це гідрравлічні двигуни, які перетворюють енергію води, що рухається, в механічну обертову енергію. Оскільки гідроенергетичні установки перетворюють енергію води переважно в електричну енергію, то турбіна є приводом для електричного генератора (гідрогенератора). Ротори гідротурбіни і гідрогенератора, як правило, насаджені на єдиний вал, який має спільну систему опор частин, які обертаються. Таке об'єднання створює складну машину, яка називається гідроагрегатом.

Залежно від способу дії потоку води на робочі органи робочих коліс гідротурбіни

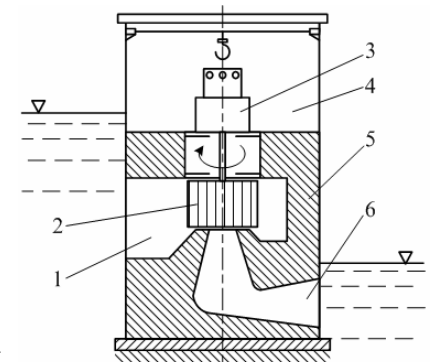


Рис. 4.15 Схема будівлі руслової ГЕС: 1 - спіральна підводна камера; 2 - радіально - вісьова турбіна; 3 - електрогенератор; 4 - верхній пояс; 5 - нижній пояс; 6 - відсмоктуюча труба.

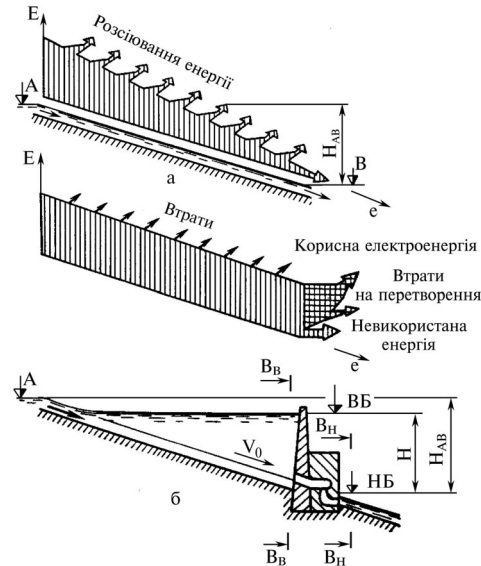


Рис. 4.13 Діаграма енергії водного потоку: а - в природному стані; б - після спорудження ГЕС; в - схема гізровузла з ГЕС.

ГЕС, - це комплекс гідротехнічних споруд і обладнання для перетворення енергії води в електричну (рис. 4.14). З верхнього б'єфу вода через водоприймач 1 і турбінний водовід 2 підводиться до турбін 3. Пройшовши проточну частину турбін і віддавши енергію, вода відводиться в нижній б'єф.

Турбіна обертає ротор електрогенератора 4 і в його статорі 5 виробляється електричний струм. По шинах 6 струм подається на підвищувальний трансформатор 7, далі на розподільчий пристрій 8 і під високою напругою надходить до ліній електропередачі 9, направляючись до споживачів електроенергії. Потужність ГЕС згідно з рівнянням (4.8) визначиться залежністю

$$N = 9,81 \cdot Q \cdot H, \quad (4.12)$$

де  $Q$  – витрата води;  $H$  - напір на ГЕС.

Оскільки при перетворенні енергії води неминучі її втрати, то не вся потужність, вирахована за залежністю (4.12) перетворюється в корисну електричну по-

#### 4.1.4 Гідроелектростанції

##### Принцип роботи гідроелектростанцій, їх потужність і вироблення електроенергії.

В природних умовах енергія води на ділянці річки АВ швидко зменшується при її русі від створу А до створу В, розсіваючись вздовж русла (рис. 4.13).

Після створення напору описаними вище способами, енергія води в верхньому б'єфі кінцевого отвору В<sub>в</sub>, майже така, як і в створі А, а в нижньому б'єфі отвору В<sub>н</sub>, вона приблизно така, як і в природному стані. Сконцентрована в створі В<sub>в</sub> гідроенергія потоку перетворюється в механічну енергію за допомогою гідромеханічного обладнання гідроелектростанції.

##### Гідроелектростанція, скорочено ГЕС,

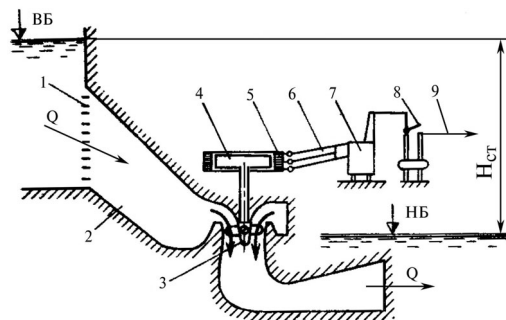


Рис. 4.14 Технологічна схема гідроелектростанції.

інший клапан 2 чи 5, у результаті повітря чи підводиться у робочу порожнину циліндра 1, чи відводиться з нього в атмосферу. Герметизація затворів клапанів здійснюється плоскими чи гумовими фторопластовими кільцями 3, забитими в металеві частини затворів.

Клапан керується вручну різними важелями і штовхальниками, а також електромагнітами і стисненим повітрям, причому при відсутності керуючого впливу затвор клапана звичайно перекидає під впливом пружини прохід повітря від підводящого до вихідного отвору. На рис.3.96 представлені клапани з ручним впливом на штовхальник 2 здійснюваним через важіль 1 (3.96, а) і механічним впливом на цей штовхальник (рис.3.96 в).

Стиснене повітря (тиск до 6 кг/см<sup>2</sup>) підводиться до каналу *б* (рис. 3.96,а).

У положенні затвора клапана 4, показаному на рис. 3.96, а (штовхальник 2 не натиснутий), він зусиллям пружини 5 і тиску стиснутого повітря притискається до сідла втулки 6 і герметично перекриває за допомогою гумової прокладки 3 прохід повітря від вхідного отвору до отвору *а*, що з'єднується через осьове свердління штовхальника 2 з атмосферою. При переміщенні вправо штовхальника 2 він упирається спочатку: своїм торцем у гумову прокладку 3 затвора відключаючи отвір *а* від атмосфери, і при подальшому переміщенні відривається затвор клапана 4 від сідла, відкриваючи при цьому прохід стисненому повітрю від вхідного отвору *б* в отвір *а* пневмодвигуна.

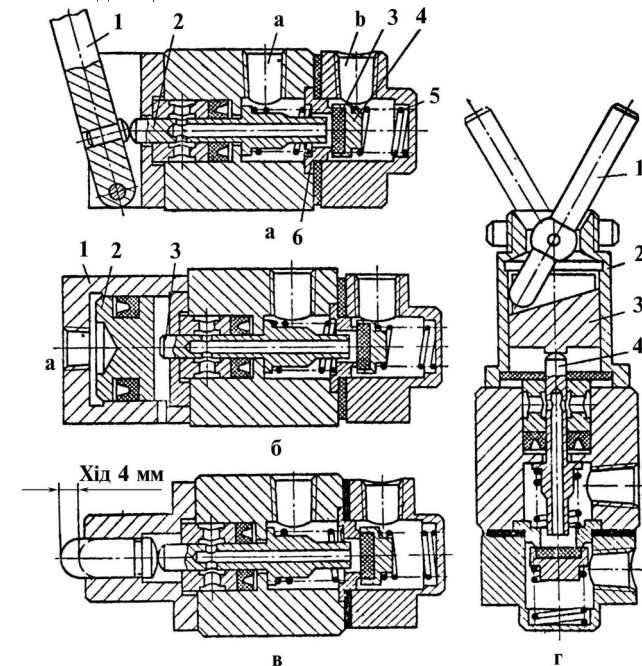


Рис. 3.96. Типові конструкції пневмоклапанів



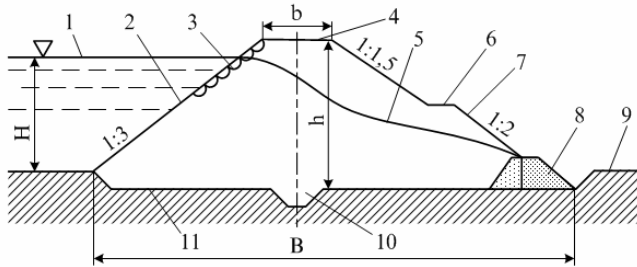


Рис. 4.9 Поперечний переріз земляної греблі; 1 - верхній б'єф; 2 - верховий (мокрый) схил; 3 - кріплення камінням хвилюударної зони; 4 - гребінь; 5 - лінія насичення (депресії); 6 - берма; 7 - низовий (сухий) схил; 8 - дренажна призма; 9 - нижній б'єф; 10 - зуб; 11 - підшва греблі;  $b$  - ширина греблі зверху;  $h$  - висота греблі;  $B$  - ширина греблі знизу; 1:3; 1:1; 5; 1:2 - закладення схилів;  $H$  - глибина води у водосховищі.

Зображена на рисунку 4.9. гребля є, так званою, глухою так як через неї недопустиме переливання води. В поперечному перерізі земляні та кам'яноземляні греблі мають форму нерівнобічної трапеції. Верховий (мокрый) схил (рис. 4.9), улаштовується більш пологим ніж низовий, так як він майже по всій поверхні торкається води, що може викликати зсув ґрунту. В зоні дії хвилових явищ, для запобігання розмиву, він кріпиться камінням. Низовий схил закріплюється посівом багаторічних трав. Якщо він довгий (широкий), то для запобігання великих поздовжніх потоків природних вод, які можуть викликати його розмиви, на низовому схилі улаштовується берма. Для того щоб лінія насичення (депресії) не виклинувалось на поверхню низового схилу і не викликала виносу частинок ґрунту з тіла греблі, в його нижній частині улаштовується дренажна призма зі зворотнім фільтром (пісок - гравій - щебень - каміння). Якщо основа під греблею водопроникна на невелику глибину, то в ній улаштовується зуб, якщо його недостатньо, то улаштовується шунт - металева чи дерев'яна стінка. Улаштовується шунт шляхом забивання в ґрунт металевих пластин чи дерев'яних брусів на розрахункову глибину.

Якщо ґрунт, з якого улаштовується гребля, легко водопроникний, то для зменшення фільтрації води через її тіло, в ній улаштовується діафрагма, або ядро у вигляді вертикальної стінки вздовж всієї довжини греблі. По гребню греблі улаштовується дорога, яка з боків огорожується надолобеннями. Висота греблі сільських гідровузлів 3...12 м.

**Водопропускні споруди.** Це споруди через які пропускається лишня вода, або спорожнюються водосховища. У відповідності до цього вони діляться на водоскидні і водоспускні споруди.

**Водоскидні споруди** служать для скидання лишньої води в нижній б'єф. Лишньою вода буває під час паводків, повеней, а на багатоводних водотоках і в меженні періоди року. Значення витрати води, яка скидається через водоскидні

тичним керуванням прямої дії.

Плоский золотник 5 переміщається з одного крайнього положення в інше поршнями 1 і 4, загальний шток 2 яких механічно зв'язаний із золотником. До дзеркала корпуса 6 розподільника золотник 5 притискається зусиллям пружини 3 і тиском повітря в камері  $d$ , з'єднаній з каналом  $c$  живлення.

Стиснене повітря підводиться до каналу  $c$  і виділяється в атмосферу через канал  $e$ . Переміщення золотника здійснюється тиском стиснутого повітря, яке підводиться по черзі в циліндри двостороннього поршня від якого-небудь джерела через отвори  $a$  і  $b$ .

В одному з крайніх положень золотника 5 стиснене повітря проходить до отвору  $f$  зв'язаного з однією з порожнин пневмоциліндра, а отвір  $d$  в цей час поєднується з атмосферою. В іншому крайньому положенні золотника отвір  $f$  з'єднується з атмосферою, а отвір  $d$  другої порожнини пневмопривода - з магістраллю стиснутого повітря. Отже, отвори  $f$  і  $d$ , з'єднані з порожнинами силового пневмоциліндра, з'єднуються поперемінно при переміщенні золотника 5 або з каналом живлення, або з атмосферою. Необхідно врахувати, що золотник в цій схемі розподілу буде навантажений тиском повітря, що діє на всю омивану їм поверхню.

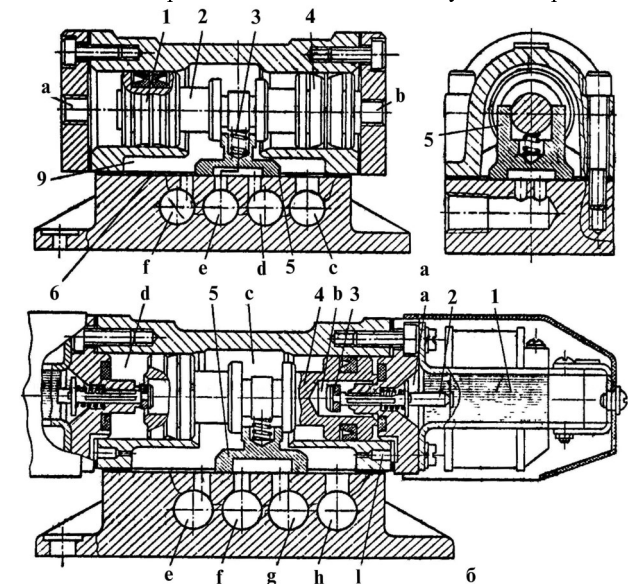


Рис. 3.98 Конструкції плоского золотника з керуванням: а - пневматичним; б - електропневматичним.

На рис. 3.98, б показана конструкція двухпозиційного чотирьох ходового повітророзподільника цього типу з двостороннім електропневматичним керуванням. Стиснене повітря підводиться до внутрішньої порожнини з повітророзподі-

льника через вхідний отвір *h* і далі в залежності від положення золотника 5 надходять до відповідних каналів *e* чи в зв'язаних з порожнинами пневмоциліндра.

На рис. 3.98 б правий електромагніт показаний у включеному положенні, а лівий - у виключеному.

Якір правого електромагніта, утягуючись, натискає на стрижень 2 клапана керування, відкриваючи затвори. Стиснене повітря з порожнини *C* через отвір *i* малої площі перетину (дросель) надходить в порожнини *d* і *b* під торці поршня 4. При включеному правому електромагніті стрижень 3 разом з гумовою прокладкою відсувається вліво, відкриваючи вихід стисненому повітрю з порожнини *b* через отвір *a* в атмосферу. У результаті тиск повітря в порожнині *b* падає, тоді як у порожнині *d* воно дорівнює підводимому, через що поршень 4 із золотником 5 переміщається в праве положення. У цьому положенні золотника стиснене повітря з порожнини *c* надходить в отвір *l*, а отвір *g* з'єднується з атмосферою через отвір *f*. При цьому поршень 4 кільцевим виступом (рильцем) упирається в гумову прокладку 6 і закриває вихід стисненому повітрю через отвір *a* в атмосферу протягом усього часу, поки електромагніт включений.

При вимиканні правого електромагніта стрижень (затвор клапана) 3 повертається в ісходне положення.

При включенні лівого електромагніта порожнина *d* з'єднується з атмосферою і поршень 4 разом із золотником 5 переміститься вліво. При цьому стиснуте повітря з порожнини *c* надходить в отвір *g*, а отвір *e* з'єднується з атмосферою через отвір *f*.

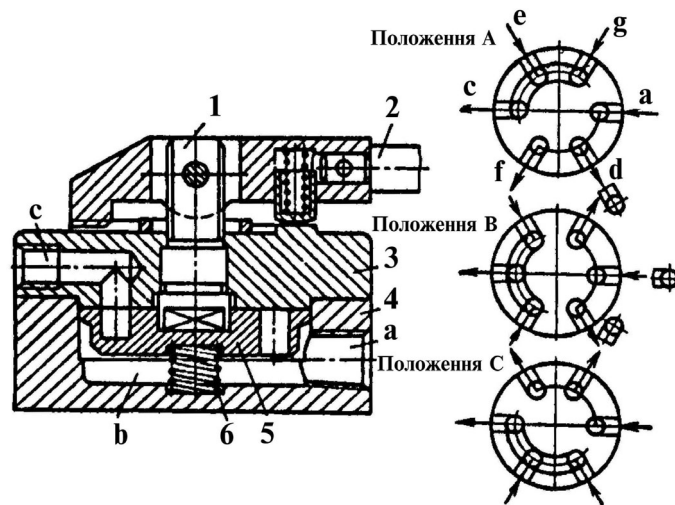


Рис. 3.99. Кран послідовного включення.

**Крани послідовного включення.** Для послідовного включення двох силових пневмоциліндрів при русі їхніх штоків в одному напрямку і для одночасного

Такі гідровузли улаштовуються при наявності широкої заплави, при якій є можливість будівлю ГЕС улаштувати заодно з греблею.

В гідровузлах з **пригреблевим розташуванням ГЕС** остання розташовується нижче греблі (в нижньому б'єфі), а вода на турбіни подається турбінними водоводами прокладеними від верхнього б'єфу під греблею, або в її тілі (рис. 4.7 і 4.8)

Застосовується цей тип гідровузлів у випадках, коли річка має вузьке русло і вузьку заплаву, тобто коли улаштувати будівлю ГЕС в створі греблі неможливо із-за відсутності місця для неї. Підпірний фронт таких гідровузлів утворюється бетонними водозливною і станційною, частинами греблі (див. рис. 4.8) та глухою її частиною.

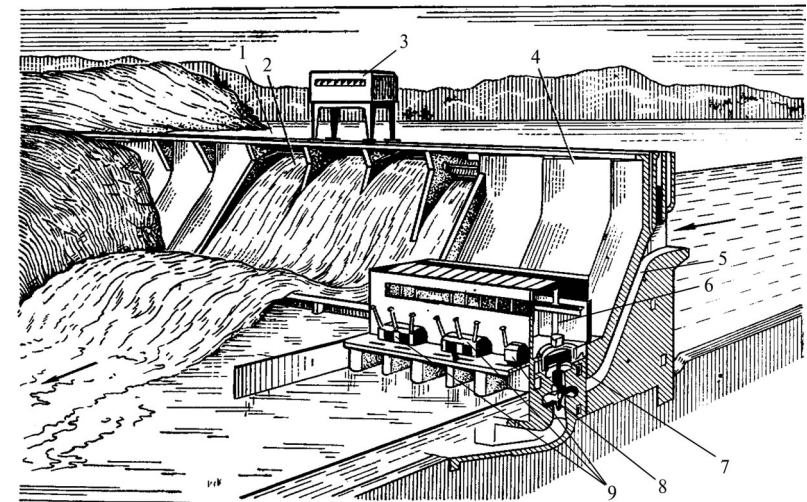


Рис. 4.8. Греблевий гідровузел з пригреблевим розташуванням ГЕС: 1 - водосховище; 2 - водозливна частина греблі; 3 - козловий вантажопідіймний кран; 4 - водопропускна частина греблі; 5 - турбінний водовід; 6 - будівля ГЕС; 7 - генератор; 8 - турбіна; 9 - трансформатори.

**Греблі.** Це гідротехнічні споруди, які перегороджують русло і заплаву річки чи інших водотоків з метою утворення водосховища, або підняття рівня води для створення її напору.

Греблі можуть бути земляними, кам'яноземляними і бетонними. У вузлах сільських ГЕС переважно застосовуються переважно земляні, або кам'яноземляні греблі (рис. 4.9).

### 4.1.3 Греблеві гідровузли

**Греблеві гідровузли** - це вузли з греблевим способом створення напору. Вони використовуються на рівнинних річках як з вузькою так і широкою заплавами і є основними в сільській гідроенергетиці.

**Гідровузол** – це комплекс гідротехнічних споруд, об'єднаних за своїм розташуванням і призначенням. До їх складу входять греблі, водопропускні та водоспускні споруди. Оскільки тут розглядаються гідровузли призначені для вироблення електроенергії, тому вони в своєму складі мають гідроелектростанції (ГЕС).

Залежно від місця розташування ГЕС в складі гідровузла, вони діляться на гідровузли з русловим і пригреблевим розташуванням ГЕС.

В гідровузлах з **русловим розташуванням ГЕС** остання входить до складу напірного фронту гідровузла, тобто улаштовується в створі греблі і є її частиною (рис. 4.6 і 4.7).

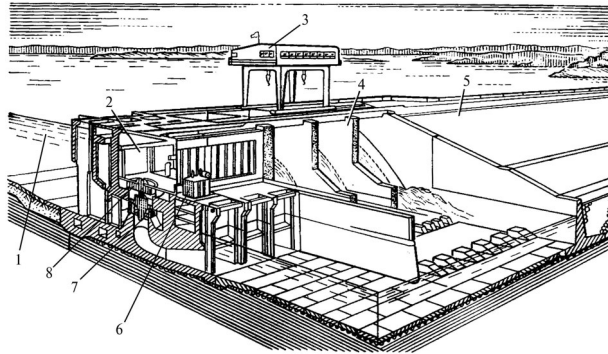


Рис. 4.6 Греблевий гідровузол з русловим розташуванням ГЕС: 1 - водосховище; 2 - будівля ГЕС; 3 - козловий вантажопідіймний кран; 4 - водозливна частина греблі; 5 - глуха частина греблі; 6 - трансформатор; 7 - турбіна; 8 – генератор.

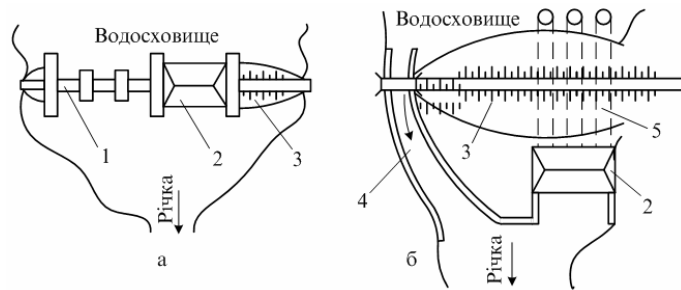


Рис. 4.7. План греблевих гідровузлів з ГЕС: а - з русловим розташуванням ГЕС; б - з пригреблевим розташуванням ГЕС: 1 - водозливна (бетонна) частина греблі; 2 - будівля ГЕС; 3 - земляна частина греблі; 4 - поверхневий (відкритий) водоскид; 5 - турбінні водоводи.

повернення в інший напрямок що часто потрібно в пневмоприводах верстатів і інших машин, застосовуються багатопозиційні поворотні золотники (крани) із плоским розподільним елементом. Розподільник (рис.3.99) являє собою трьохпозиційний шести ходовий крану з ручним керуванням. Стиснене повітря підводиться до крана через канал *a* до внутрішньої порожнини *b* крана, створений корпусом 4 і кришкою 3, і відводиться в атмосферу через канал *c*. До дзеркала кришки притискається тиском стиснутого повітря і пружиною 6 плоский золотник 5, поворот якого виконується за допомогою валика 1 і рукоятки 2, що має три фіксованих положення, у яких канали розподільника *d*, *e*, *f* і *g*, що ведуть до порожнин керованих пневмоциліндрів (двигунів), з'єднується поперемінно з порожниною тиску чи з атмосферою. У положенні А вхідний канал *a* з'єднується з каналами *d* і *f* вихідний канал *c* з каналами *e* і *g* при повороті крана проти часової стрілки (в положення В) вхідний канал *a* з'єднаний з каналами *d* і *g*, а при повороті крана по часовій стрілці (положення С) вхідний канал з'єднаний з каналами *g* і *e*.

**Пневматичний регулятор.** У машинобудуванні широке застосування одержали автоматичні пневматичні регулятори витрати, схема, одного з яких приведена на рис. 3.100.

Зміна параметра (витрати повітря, що протікає по магістралі 14) передається у вигляді сигналу (зміни тиску) датчику 4, що переміщає заслінку 6 регулятора, змінюючи відстань (зазор) між зрізом сопла 5 і заслінкою. У результаті змінюється тиск у передсопловій камері *b* і в камері *c* сильфона 8, причому при зменшенні відстані тиск  $p_1$  підвищується і навпаки. Відповідно до цього змінюється також і тиск  $p_2$  на виході з регулятора, що і служить тиском середовища, що живить виконавчий механізм (у даному випадку, мембранний привод 15 перекривного вентиля магістралі 14. Тиск  $p_2$  діє також на другий сильфон 7, площа якого менше площі сильфона 8.

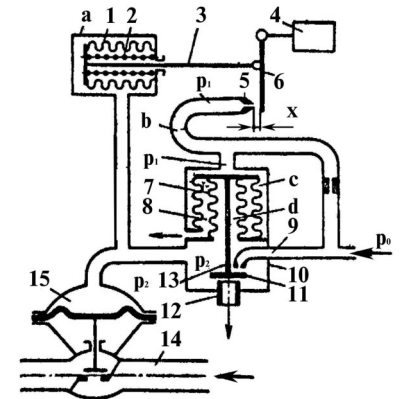


Рис.3.100 Схема пневматичного регулятора

Для забезпечення рівноважного стану процесу при різних величинах регульованого параметра в схему регулятора включен зворотній зв'язок, що складається з камери *a* із сильфоном 1 і пружини 2. У камеру *a* передається тиск  $p_2$  регульованого (командного) потоку повітря, що впливає на сильфон 1 і переміщає за допомогою штока 3 заслінку 6, знижуючи вхідний сигнал датчика 4.

У даній схемі сопло-заслінка 5-6 є підсилювачем сигналу, що надходить в сильфонний датчик *a* (підсилювач першої ступіні), а сильфона коробка 10 - підсилювачем другої ступіні, що підвищує за допомогою регульованого дроселя 11- 12 тиск повітря з  $p_1$ , до  $p_2$  на вході у виконавчий механізм.

Розглянемо дію сильфонові коробки 10, що є підсилювачем другої ступіні.

Стиснене повітря під тиском через регульований дросель типу сопло-заслінка 9-11 надходить в сильфону камеру  $d$ , з'єднану з однієї сторони з порожниною мембранного привода 15 і одночасно через другий регульований дросель, що складається з тієї ж заслінки 11 і трубки 12, з атмосферою. Заслінка 11 стрижнем зв'язана із сильфоною коробкою, унаслідок чого відстань її від зрізу сопла 9 і торця дренажної трубки 12 визначається тиском підсилювача першої ступіні (тиском перед соплом 5). При переміщенні заслінки 11 униз збільшується прохідний перетин між нею і соплом 9 і одночасно зменшується перетин торцевої щілини 1-між заслінкою і трубкою 12. При повному перекритті заслінкою прохідного перетину трубки 12 у камері  $d$ , а отже, і в мембранному приводі 15 установиться максимальний тиск.

Рівновага сильфоного датчика визначиться рівністю

$$p_1 F_1 = p_2 F_2, \quad (3.218)$$

де  $F_1$  і  $F_2$  - ефективні площі сильфонів 7 і 8. Через того що  $F_1 > F_2$ , будемо мати  $p_2 > p_1$ .

Регулятором цього типу забезпечується з великим ступенем точності лінійна залежність між зміною регульованого параметра і вихідним тиском  $p_2$  тобто переміщенням виконавчого мембранного привода перекривного вентиля магістралі 14. Інакше кажучи, кожному значенню регульованого параметра відповідає строго визначене значення тиску  $p_2$  у мембранному приводі.

**Апарати регулювання тиску повітря.** Для нормальної роботи пневмосистеми живлення її повинно забезпечуватися повітрям з постійним тиском, що виконується спеціальними регуляторами тиску (редукторами тиску чи редукційними клапанами).

**Редуктор тиску** - регулятор, що служить для автоматичного зниження тиску стиснутого повітря й автоматичної підтримки його на заданому рівні.

В якості редукторів тиску застосовуються переважно діафрагмені і сильфонні їх типи. Ці редуктори використовуються для одержання відносно невисоких тисків (до 30...40 кГ/см<sup>2</sup>) внаслідок обмеженої міцності діафрагми і сильфона.

Затвор у клапанах, призначених для роботи з газами, виконують звичайно у вигляді плоского (пластинчастого) обрізаного чи виготовленого з еластичного матеріалу клапана.

На рис. 3.101, *a* показаний один з апаратів цього призначення, що в практиці одержавши назву стабілізатора (редуктора) тиску. Принцип його роботи заснуваний на автоматичній зміні прохідного перетину потоку повітря при зміні тиску і витрати повітря в живильній мережі і підтримці, таким чином, сталості тиску повітря на виході стабілізатора (у лінії споживачів). Сталість тиску забезпечується автоматичною зміною положення дросельного клапана, що регулює прохідний перетин потоку повітря при коливаннях тиску в камері  $a$ , зв'язаної з виходом.

Для установки необхідного робочого тиску на виході стабілізатора служить регульовальний (дросельний) гвинт 1, за допомогою якого змінюють зусилля пружини 2, що впливає на мембрану 3, зв'язану з клапаном 4, що утримується в сидлі пружиною 5. Зміна тиску і витрати повітря в мережі викликає переміщення мембрани 3 і клапана 4, унаслідок чого змінюється прохідний перетин потоку повітря

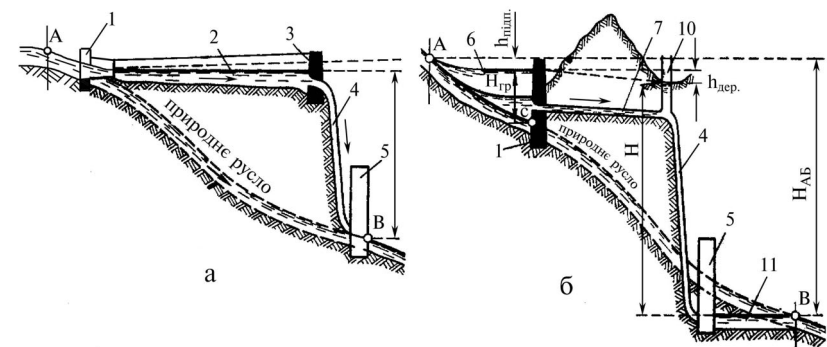


Рис. 4.4 Схеми дериваційних гідровузлів: а - з дериваційним каналом; б - з дериваційним тунелем; 1 - гребля (підпірна споруда); 2 - підвідний дериваційний канал; 3 - напірний басейн; 4 - турбінний водовід; 5 - будівля ГЕС; 6 - водосховище; 7 - напірний дериваційний водовід (тунель); 10 - зрівнювальний резервуар; 11 - відвідний дериваційний водовід.

Напір утворюється за рахунок різниці нахилів дериваційного водоводу і природного русла річки.

Застосовується дериваційний спосіб на гірських річках з невеликою витратою води і зі значними нахилами її дна. Оскільки в умовах України цей спосіб застосовується рідко (в наявності є тільки дві дериваційні гідроелектростанції), то розгляд його обмежимо наведенням технічного рисунку дериваційної гідроелектростанції (рис. 4.5).

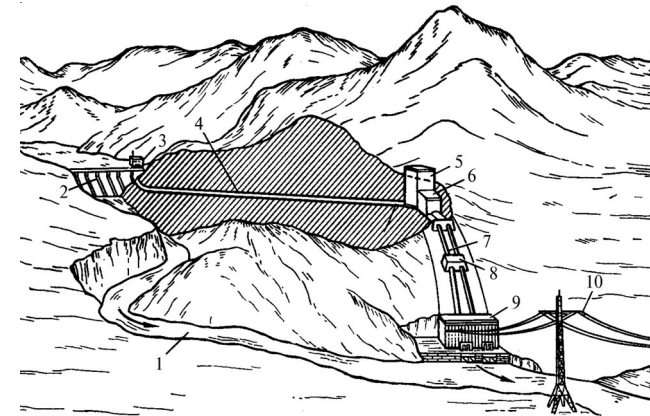


Рис. 4.5 Гідровузел дериваційної ГЕС: 1 - русло річки; 2 - гребля; 3 - водоприймач; 4 - дериваційний тунель (напірна деривація); 5 - зрівнювальний резервуар; 6 - розвилка водоводів; 7 - турбінні водоводи; 8 - опора водоводів; 9 - будівля ГЕС; 10 - лінія електропередачі.



напором

$$H = \nabla P_{VB} - \nabla P_{HB}, \quad (4.11)$$

де  $\nabla P_{VB}$  і  $\nabla P_{HB}$  - рівень, відповідно, верхнього і нижнього б'єфів (див. рис. 4.2).

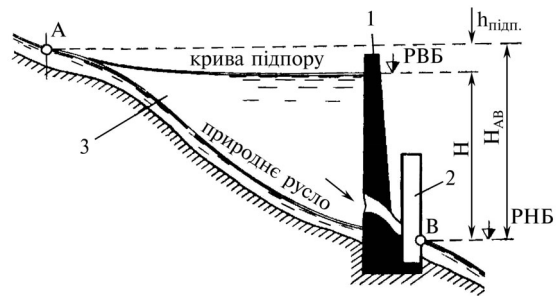


Рис. 4.2 Схема до греблевого способу створення напору: 1 – гребля; 2 – будівля ГЕС; 3 – водосховище.

Побудувати греблю, яка б дозволяла використати весь перепад річки від гирла (місця впадіння річки в море і т.д.) до її верхів'я, неможливо, так як для цього потрібна великої висоти гребля і це привело б до великих затоплень територій. Тому річка звичайно розбивається на декілька ділянок по довжині і в кінці кожної з них будується гребля, підпір від якої розповсюджується до вищерозташованої греблі.

Сукупність гідровузлів, розташованих на одній річці, називається каскадом, а кожна окрема ділянка з гідроелектростанцією на ній - *ступінню каскаду* (рис. 4.3).

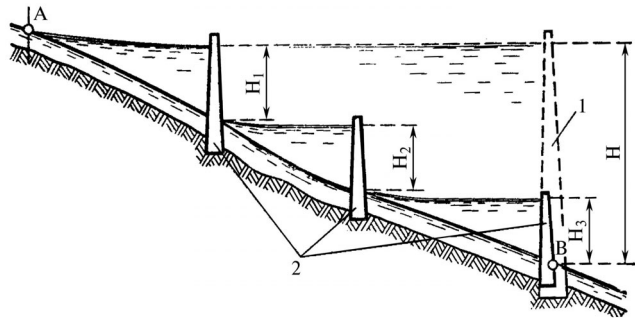


Рис. 4.3 Схема каскаду гідровузлів: 1 – гребля при одноступеневій схемі; 2 – ступені каскаду.

**Дериваційний спосіб.** Він полягає в тому, що на початку ділянки (створ А) (рис.4.4) вода відводиться з природного русла в штучне водоймище (напірний басейн) за допомогою деривації - каналу чи тунелю.

доти, поки сили, що впливають на мембрану 5, не зрівноважаться і тиск у камері а не стабілізується.

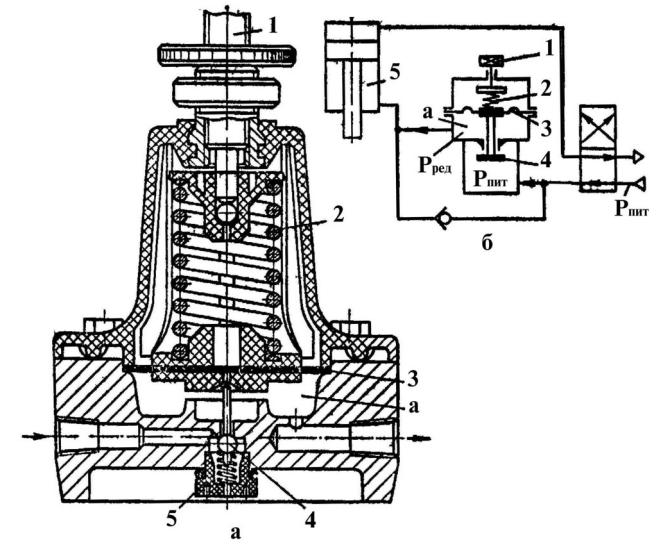


Рис. 3.101 Редуктор (регулятор) тиску повітря (а) та схема його використання в пневмоприводі (б).

При зменшенні тиску в камері а, що може бути викликано зменшенням тиску в живильній мережі; чи збільшенням витрати повітря споживачами, мембрана 3 під дією пружини опуститься і, перемістивши вниз клапан 4, збільшить прохідний перетин потоку повітря, що забезпечить вирівнювання тиску в камері а до заданого.

Збільшення тиску в камері а викликає зворотна дія зазначених частин стабілізатора. Найменша зміна тиску в камері а викликає миттєву зміну положення клапана 4.

На рис. 3.101, б зображена схема пневмосистеми з діафрагменним регулятором, встановленим у магістралі живлення штокової (нижньої) порожнини пневмоциліндра 5, тиск у який повинен бути нижче тиску  $p_{жив}$  у магістралі живлення ( $p_{ред} < p_{жив}$ ).

При підвищенні тиску  $p_{ред}$  повітря на виході з регулятора (у камері а) мембрана 3 прогинається нагору, і, переборюючи зусилля пружини 2 і переміщуючи нагору плоский затвор клапана 4, зменшує прохідний його перетин. При зниженні ж тиску на виході прохідний перетин клапана збільшується. Настроювання регулятора на необхідний тиск здійснюється гвинтом 1, що стискає пружину 2, і переміщає вгору плоский затвор клапана 4, зменшує його прохідний переріз. При зменшенні тиску на виході прохідний переріз клапана збільшується.

**Пропорційне редуціювання тиску.** В системах пневмоавтоматики застосовують також прилади регулювання тиску, що мають властивості пропорційного

редуціювання (редуціювання тиску в заданому відношенні), що досягається застосуванням послідовно з'єднаних двох та більше дроселів у сполученні з редукційним клапаном.

Принципова схема подібного регулятора наведена на рис. 3.102 а. Регулятор складається з двох камер а і б, що роз'єднані мембраною 2, зв'язаною з редукційним клапаном 5, встановленим в верхній камері б. На вході в нижню проточну камеру а та на виході з неї встановлені дроселі 1 та 3 постійного опору. На виході із верхньої камери встановлений дросель 4.

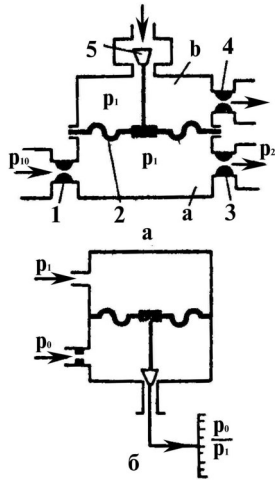


Рис. 3.102 Пневмоприбори регулювання тиску

В нижній камері діє тиск  $p_1$ , що визначається виразом:  $p_0 \geq p_1 \geq p_2$ , де  $p_0$  – тиск перед дроселем 1 та  $p_2$  – тиск після дроселя 3. Шляхом підбору перерізів цих дроселів  $f_1$  і  $f_3$  встановлюється необхідний тиск  $p_1$  в нижній камері а, який підтримується також і в верхній камері (вважаючи мембрану абсолютно еластичною), шляхом підбору перерізу  $f_4$  дроселя на виході із верхньої камери регулюється витрата повітря через редукційний клапан 5.

Розрахунок такого типу регулятора, зводиться до розрахунку заповнення та випорожнення камер а та б через дроселі 1, 3, 4. Аналіз показує, що відношення  $p_1/p_0$  тисків  $p_1$  в камері а та  $p_0$  – на вході в цю камеру визначиться відношенням площ дроселів  $f_3/f_1$ , причому при надкритичному процесі течії в обох дроселях маємо:

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{f_1}{f_3} \quad (3.219)$$

За аналогією з електричним потенціометром розглянуту камеру називають

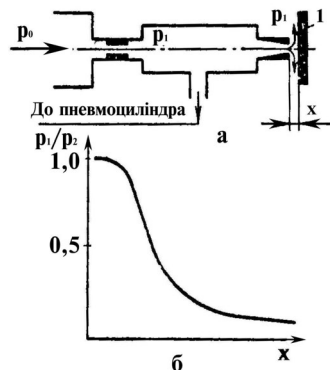


Рис. 3.103 Проточна пневмокамера з дроселем типу сопло-заслінка

$$E_{AB} = Q \cdot H_{AB} \cdot \rho \cdot g \cdot t. \quad (4.5)$$

Потужність потоку  $N_{AB}$ , тобто енергія, яка виділяється за секунду, визначається залежністю

$$N_{AB} = \frac{E_{AB}}{t} = Q \cdot H_{AB} \cdot \rho \cdot g. \quad (4.6)$$

Розмірність  $N_{AB}$  в формулі (4.6) буде

$$M \cdot \frac{M^3}{C} \cdot \frac{H}{M^3} = \frac{H \cdot M}{C} = \frac{Дж}{C} = Bm \quad (4.7)$$

Ват – дуже мала одиниця, а тому в енергетиці застосовуються більш великі кратні одиниці потужності – кіловат ( $1 \text{ кВт} = 1000 \text{ Вт}$ ) і мегават ( $1 \text{ МВт} = 1000 \text{ кВт} = 10^6 \text{ Вт}$ ). Виразивши  $N_{AB}$  в кіловатах і ввівши числові значення прискорення вільного падіння  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  та  $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$  отримаємо

$$N_{AB} = 9,81 \cdot Q \cdot H_{AB}. \quad (4.8)$$

Оскільки в виробничих умовах енергію прийнято вимірювати в кіловат-годинах ( $1 \text{ кВт} \cdot \text{г} = 3600 \text{ Дж}$ ), та позначивши через  $T$  відрізок часу, який розглядається, енергія в кіловат-годинах визначиться залежністю

$$E_{AB} = 9,81 \cdot Q \cdot H_{AB} \cdot T. \quad (4.9)$$

Зокрема, енергія, яка виділяється потоком за рік  $T = 8760 \text{ г}$ , визначиться залежністю

$$E_{AB}^{piq} = 85936 \cdot Q \cdot H_{AB}. \quad (4.10)$$

Формули (4.8) і (4.10) застосовуються для підрахунку гідроенергетичного потенціалу потоку води при його середньобагаторічній витраті.

#### 4.1.2 Способи створення напору

В природних умовах енергія річок розсереджена по всій їх довжині і використати її практично неможливо. Для того щоб використати енергію води необхідно в певному місці зосередити перепад ділянки річки в одному створі і одержати в ньому напір  $H$  та сконцентрувати певний запас води об'ємом  $W$ . Досягається це за допомогою штучних гідротехнічних споруд. Встановивши в вищезазначеному створі турбіни і пропускаючи через них воду витратою  $Q$  під напором  $H$  отримаємо деяку потужність  $N$ .

Існують два основних способи створення напору: греблевий і дериваційний.

**Греблевий спосіб.** Полягає в тому, що в кінці ділянки річки, яка планується до використання (створ В, рис. 4.2), річка перегороджується греблею, яка створює підпір води, що розповсюджується до початку ділянки (створ А), при цьому перепад  $H_{AB}$  зосереджується в створі В, а перед греблею утворюється водосховище, тобто штучна водойма, утворювана підпірною спорудою.

Різниця рівнів води в верхньому і нижньому б'єфах називається статичним

Рівняння Бернуллі для цієї ділянки має вигляд

$$Z_A + \frac{p_A}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_A V_A^2}{2g} = Z_B + \frac{p_B}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_B V_B^2}{2g} + e_{AB}, \quad (4.1)$$

де  $Z_A$  і  $Z_B$  - висоти точок центрів тяжіння перерізів потоку в створах А і В над довільною площиною порівняння О-О, м;

$p_A$  і  $p_B$  - тиск в центрах тяжіння перерізів А і В, Па;

$\rho$  - густина рідини, кг/м<sup>3</sup>;

$V_A$  і  $V_B$  - середня швидкість руху води в створах А і В, м/с;

$\alpha_A$  і  $\alpha_B$  - коефіцієнти нерівномірності розподілу швидкостей в перерізах А і В,  $\alpha = 1,03 \dots 1,1$ .

Величини  $Z$  визначають питому потенційну енергію положення,  $p/(\rho g)$  - питому потенційну енергію тиску,  $Z + p/(\rho g) = e$  - питома сумарна потенційна енергія, постійна для всіх точок перерізу, так як при збільшенні  $Z$  на таке ж значення зменшиться  $p/(\rho g)$  (див. рис. 4.1). Це дозволяє оцінювати потенційну енергію в перерізі по висотному розташуванню точок його вільної поверхні, де  $p/(\rho g) = 0$  і  $e = h$  ( $h$  - висота розташування точок вільної поверхні відносно площини порівняння 0-0).

Величини  $\alpha V^2/(2g)$  визначають питому кінетичну енергію в перерізах. Перевіривши розмірності, легко впевнитися, що всі члени рівняння (4.1) вимірюються в метрах.

Перепишемо рівняння (4.1) для вільної поверхні води, враховуючи що  $p/(\rho g) = 0$

$$h_A + \frac{\alpha_A V_A^2}{2g} = h_B + \frac{\alpha_B V_B^2}{2g} + e_{AB}. \quad (4.2)$$

Звідси

$$e_{AB} = h_A - h_B + \frac{\alpha_A V_A^2}{2g} - \frac{\alpha_B V_B^2}{2g}. \quad (4.3)$$

Різниця кінетичних енергій в перерізах А і В, а саме  $\alpha_A V_A^2/(2g) - \alpha_B V_B^2/(2g)$ , в природних умовах невелика, і нею можна знехтувати.

Тоді

$$e_{AB} = h_A - h_B = H_{AB}, \quad (4.4)$$

де  $H_{AB}$  - перепад рівнів води на ділянці між перерізами А і В.

Якщо в якості площини порівняння прийняти рівень моря чи нульову відмітку  $\nabla 0$ , то  $h_A = \nabla A$ ;  $h_B = \nabla B$ ;  $e_{AB} = \nabla A - \nabla B = H_{AB}$ . При визначенні повної енергії потоку води необхідно врахувати водність потоку, яка визначається витратою води  $Q$ , м<sup>3</sup>/с. За деякий проміжок часу  $t$  на ділянку АВ, через створ А, ввійде об'єм води  $Q \cdot t$  і такий же об'єм покине її через створ В. Вага цього об'єму складе  $Q \cdot t \cdot \rho g$ , а повна енергія, Дж, яка виділиться на ділянці АВ визначиться залежністю

пневматичним потенціометром.

На цьому принципі побудований також і аналогічний датчик відношення тисків  $p_0/p_1$ , схема якого представлена на рис. 3.103, б.

Проточна камера з вихідним регулюючим дроселем типу сопло – заслінка широко застосовуються в пневмогідравлічних слідкуючих приводах в якості першого ступеня посилення (рис. 3.103, а).

Змінюючи переміщенням заслінки а відстань  $x$ , т.т. змінюючи перетин вихідного регулюемого дроселя, можна керувати тиском  $p_1$  в проточній (між дросельній) камері та в з'єднаному з нею пневмоциліндрі. На рис. 3.103 б показана експериментальна крива функції  $p=f(x)$  цієї системи.

При малих тисках живлення ( $p_0 \geq 0,5$  кг/см<sup>2</sup>) пневматичний прилад цього типу можна приблизно розрахувати як гідравлічне, використовуючи рівняння постійності витрати  $Q$  через обидва дроселя.

### 3.7.6 Регулювання швидкості пневмодвигунів і схеми управління

Регулювання швидкості пневмодвигунів здійснюється, головним чином, за допомогою дроселя.

Дросельне регулювання з паралельно включеним дроселем є не доцільним, тому що цей спосіб, не приводить до зменшення потужності компресора.

Тому з усіх можливих способів регулювання застосовуються тільки дросельне з послідовним включенням дроселя і пневмодвигуна. Характеристики об'ємного двигуна при цьому способі регулювання не залежать від місця установки дроселя: до двигуна чи після нього. При коливаннях навантаження, а отже і швидкості переміщення виходу дросель установлюється на виході. Це дозволяє згладжувати коливання швидкості.

Для підтримки заданого режиму застосовуються як ручні, так і автоматичні пристрої, регулювання яких здійснюється в більшості випадків у функції тиску чи шляху; рідше застосовуються керування у функції часу.

При шляховому керуванні команди на спрацьовування пневмоциліндра надходять від керуючих клапанів, що переключаються у відповідному місці ходу елементом, що рухається, пневмоциліндра чи іншої рухливої частини машини.

Схема пневмоприводу з таким керуванням приведена на рис. 3.104, а. Елементи пневмосистеми показані у вихідному положенні, тобто в положенні, що передуює початку циклу. Система має пусковий клапан 5 і два клапани 1 і 3, керовані упором 2 на штоку пневмоциліндра 4, через які виконується живлення сервоприводу плоского розподільного золотника 6. Переміщення останнього забезпечується зменшенням тиску з відповідної (правої чи лівої) порожнини циліндрів сервопривода. Для цього стисле повітря постійно підводиться через дросельні отвори а в поршеньках плунжера золотника 6 в обидві порожнини циліндрів (сервопривода) керування цим золотником.

Система приводиться в дію вручну за допомогою пускового клапана 5, при переміщенні якого вниз ліва порожнина циліндра золотника 6 з'єднується через

клапан 5, що відкривається і через відкритий упором 2 на штоці клапан 3 з атмосферою. У результаті тиск у лівій порожнині пневмоциліндра 4 зменшується практично до атмосферного. Оскільки ж клапан 1 при цьому залишається закритим, тиск у правій порожнині циліндра золотника 6 буде дорівнювати тиску в мережі, і плунжер золотника під дією перепаду тиску переміститься вліво. При цьому стиснене повітря буде підводитися в ліву порожнину пневмоциліндра 4, а що відробило - відводиться в атмосферу. Під дією сили тиску стиснутого повітря поршень силового пневмоциліндра 4 буде переміщатися вправо. При цьому при відході упора 2 від клапана 3 останній під дією внутрішньої пружини переміститься вліво, від'єднавши праву порожнину приводного циліндра золотника 6 від лінії живлення і з'єднавши цю порожнину з атмосферою.

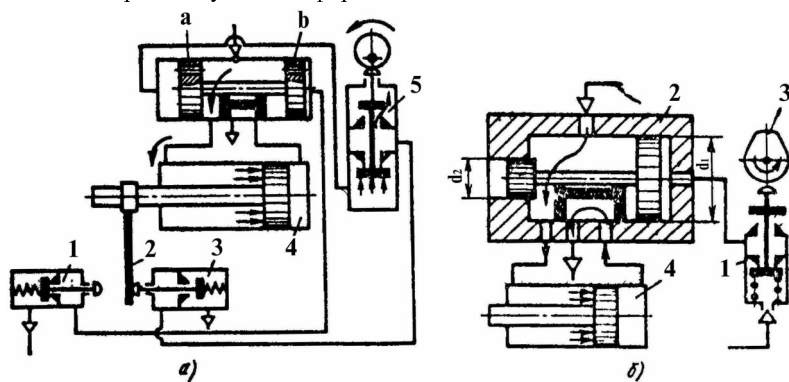


Рис. 3.104 Пневмоприводи з керуванням: а - від шляху, б - від часу

Наприкінці прямого ходу штока упор 2 приведе в хід клапан 1, відкриваючи вихід стисненому повітрю з правої порожнини циліндра керування золотником 6, у результаті відбудеться переключення його в положення зворотного ходу штока пневмоциліндра 4. По закінченні цього ходу цикл повториться. Опір дросельних отворів  $a$  в поршеньках золотника 6 повинен бути можливо більшим (значно вище опору трубопроводу і клапанів 1 і 3).

### 3.7.7 Типові схеми пневмоприводів

У практиці найбільше поширення знайшли компресорні і магістральні, газогенераторні пневмоприводи.

У **компресорному пневмоприводі** стиснене повітря подається в пневмодвигун компресором, що входить до складу цього приводу. На рис. 3.105 показана принципова схема компресорного пневмопривода поступального руху, до складу якого входить компресор КМ із приводним електродвигуном ЕД, ресивер РС, пневморозподільник Р, дросель ДР і циліндр Ц. Вентилі ВН1 і ВН2 забезпечують підключення до компресорної установки споживачів.

## 4. ГІДРО- І ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ

### 4.1 Гідроенергетичні установки

#### 4.1.1 Енергія води та її природа. Потужність потоку води

Енергія води є відновлювальним і екологічно чистим джерелом енергії. Кожен водний потік є носієм цілком визначеної кількості енергії.

Під впливом сонця на земній кулі відбувається безперервний круговорот води: вода, яка знаходиться в ґрунтах, океанах, морях, річках випаровується, а потім у вигляді опадів - дощу чи снігу знову повертається на земну поверхню.

На земній поверхні, під дією сили тяжіння, вода стікає в понижені місця рельєфу створюючи струмки, річки, які несуть воду в озера, моря і океани. Таким чином, енергія водотоків є різновидністю сонячної енергії, вона практично невичерпна, вона постійно відновлюється. Цілком природно цю енергію обернути на користь людини. Найбільш ефективно енергію водотоків можна використати для вироблення електроенергії. Здійснюється це за допомогою спеціальних установок, які називаються **гідроенергетичними установками**. В сільській енергетиці для отримання електричної енергії можуть бути використані малі та середні річки, іригаційні та обводнювальні канали.

Енергія всякого потоку води витрачається на подолання внутрішніх і зовнішніх сил опору, на розмив русла і транспортування продуктів розмиву вниз за течією. Кінетична енергія водотоку нерівномірно розподіляється по його довжині - у верхів'ях, де нахили дна більші, вона більша, в середній частині, де нахили менші, вона також менша, а на кінцевій ділянці (перед впадінням в водоймища), де нахили зовсім незначні, водотік володіє ще меншою кінетичною енергією, тут можливі відкладення продуктів розмиву русла.

Потужність потоку води на ділянці АВ (рис. 4.1) встановимо скориставшись рівнянням Бернуллі для питомої енергії, тобто енергії тієї маси води, вага якої дорівнює 1Н (одному ньютону). Згідно з законом збереження очевидно, що енергія в створі В дорівнює сумі енергії в створі А та втраченої енергії на ділянці АВ.

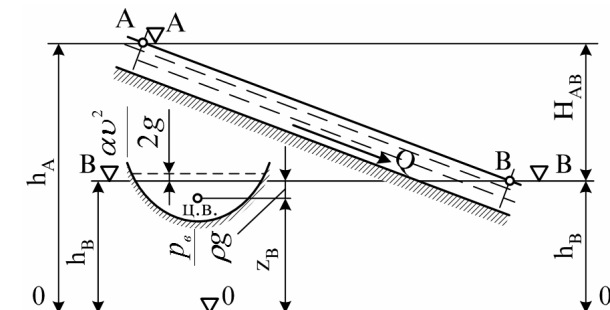


Рис. 4.1 Схема до виведення формули потужності потоку води

$$Q = \frac{q_1 + q_2 + q_3}{2}, \quad (3.224)$$

Діаметр магістрального воздухопроводу розраховується, виходячи з умов сумарного споживання стиснутого повітря всіма одночасно працюючими пневмоприводами. Ураховуючи те, що з загального числа приводів  $N$  одночасно працює тільки  $n$  приводів, одержуємо:

$$Q_{расч} = \frac{n}{N} \sum_N Q, \quad (3.225)$$

де  $\sum_N Q$  - сумарна витрата повітря всіма одночасно працюючими пневмоприводами.

Розрахункові розміри воздухопроводів перевіряються на можливе падіння тиску в пневмережі по формулі:

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} V^2 \gamma, \quad (3.226)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт опору;  $l$  - розрахункова довжина трубопроводу, рівна сумі довжин труб і еквівалентних довжин місцевих опорів прямої труби, м;  $d$  - діаметр воздухопровода, м;  $V$  - швидкість плинну повітря, м/с;  $\gamma$  - питома вага стиснутого повітря, г/см<sup>3</sup>.

З приведеної вище формули видно, що падіння тиску в мережі прямо пропорційно довжині воздухопроводу і кількості місцевих опорів.

### Питання для самоконтролю

1. Перелікуйте основні елементи пневмоприводу і вкажіть їхнє призначення. 2. Перелікуйте переваги і недоліки пневмоприводу. 3. Запишіть і проаналізуйте рівняння питомої енергії пневмодвигуна при адіабатному й ізотермному процесах розширення повітря. Який із процесів ближче до реального і чому? 4. Яким фактором і чому обмежується ступінь розширення стиснутого повітря в пневмодвигуні? 5. Чому витрата пневмодвигуна приводиться до нормальних умов навколишнього середовища? 6. Які втрати енергії в пневмодвигуні враховує адіабатний ККД? 7. При яких умовах можливий «рознос» пневмотора і як його можна запобігти? 8. Яке призначення клапана швидкого вихлопу? Накреслите його умовну позначку на схемі. 9. Яке призначення пневмореле.

10. Визначите кінцеву температуру повітря пневмодвигуна при адіабатному розширенні, якщо початкова температура 20°C, абсолютний тиск стиску 0,6 МПа, а розширення - 0,4 МПа.

(Відповідь: -12°C.)

11. Визначите теоретичну витрату чотирьохциліндрового пневмотора при частоті обертання 700 хв<sup>-1</sup>, якщо об'єм стиснутого повітря, переміщуваного одним поршнем за цикл, складає 0,5 дм<sup>3</sup>, абсолютний тиск стиску 0,6 МПа, тиск вихлопу 0,4 МПа, температура стиснутого повітря 300 К.

(Відповідь: 5,7 м<sup>3</sup>/хв.)

Принцип роботи компресорного пневмопривода полягає в наступному. Компресором КМ стиснене повітря подається по напірній пневмолінії через масловідділювач МВ до ресивера РС. Відкриттям вентилу ВН2 стиснене повітря подається через регульований дросель ДР до розподільника Р. За допомогою розподільника Р стиснене повітря подається або в порожнину А, або в порожнину Б. Запобіжний клапан КП захищає систему від тиску, що перевищує припустиме значення.

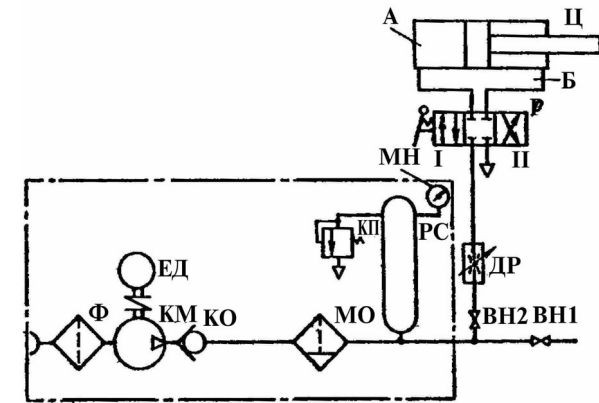


Рис. 3.105 Принципова схема компресорного пневмоприводу поступального руху.

У магістральних пневмоприводах стиснене повітря подається в пневмодвигун від пневмомагістралі, що не входить до складу пневмоприводів. На рис. 3.106 показана принципова схема магістрального пневмоприводу обертального руху.

Надійність цього пневмопривода підвищена шляхом включення в його склад резервних елементів і забезпечення можливості автоматичного підключення пневмопривода до резервної пневмомагістралі 2. Пневмопривод складається з наступних основних елементів: пневмотора М, редукційного пневмо-клапана К1, клапанних направляючих пневморозподільників Р1 і Р2 з керуванням від електромагнітів тямуючого типу.

Нерегульовані дроселі ДР1 і ДР2 призначені для забезпечення плавного обертання вала пневмотора М. У пневмоприводі мають резервні

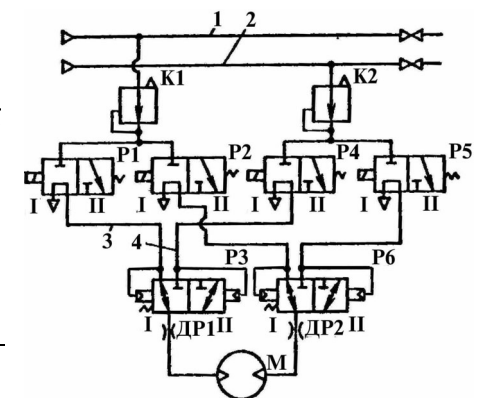


Рис. 3.106 Принципова схема магістрального пневмоприводу обертального руху

елементи: редукційний клапан К2 і клапани направляючі пневморозподільники Р4 і Р5. Пневморозподільники Р3 і Р6 із пневматичним керуванням призначені для автоматичного переключення пневмоприводу від основної пневмомагістралі 1 до резервної 2. Принцип роботи пневмопривода полягає в наступному. Стиснене повітря від пневмомагістралей 1 і 2 під тиском  $p_1$  підводиться до редукційних клапанів К1 і К2, а потім під зменшеним тиском  $p_2$  - до направляючих клапанних розподільників Р1, Р2, Р4 і Р5. Клапани цих розподільників при відсутності сигналів керування знаходяться у вихідних позиціях, при яких напірні пневмолінії перекриті. При одночасному включенні електромагнітів пневморозподільників Р1 і Р4 їхні клапани переміщуються вліво. При цьому стиснене повітря підводиться по пневмолініям 3 і 4 до пневморозподільника Р3, золотник якого під дією сили пружини залишається у вихідній позиції, тому що результуюча сила тиску на торці золотника дорівнює нулю. Тому стиснене повітря надходить в робочі камери пневмотора М тільки від основної пневмомагістралі 1. У результаті процесу нагнітання вал пневмотора обертається по годинній стрілці. У результаті процесу витиснення стиснене повітря витісняється з робочих камер пневмотора і далі через розподільники Р6 і Р2 надходить в атмосферу. Якщо підведення стиснутого повітря від основної пневмомагістралі 1 припиниться, то золотник розподільника Р3 під дією тиску стиснутого повітря, що надходить від резервного розподільника Р4, переміститься вліво (стискаючи пружину) і з'єднає робочі камери пневмотора М з напірною пневмолінією 4 аварійної пневмомагістралі 2. Для зміни напрямку обертання вала пневмотора необхідно виключити електромагніти розподільників Р1 і Р4 і включити електромагніти розподільників Р2 і Р5.

При проектуванні пневматичних систем автоматизації різних технологічних об'єктів дуже важливо (з погляду енергопостачання) знати витрати повітря пневмоприводами. Стиснене повітря повинне підводитися до пневмоприводів у визначеній кількості і з тиском, що забезпечує розрахункову силу на штоку. До воздухопроводу ставиться також вимога незначного падіння тиску в найбільш віддалених від пневмомагістралі ділянках.

Діаметр воздухопровода  $d$  з достатньою для практичних розрахунків точністю визначається по формулі:

$$d_1 = 11,3 \sqrt{\frac{Q}{V}}, \text{ мм} \quad (3.214)$$

де  $Q$  – витрата стиснутого повітря,  $\text{см}^3/\text{с}$ ;  $V$  – швидкість руху повітря приймається в межах 1500-2500  $\text{см}/\text{с}$ .

Кількість повітря  $Q$  споживане одним пневмоприводом, з урахуванням наповнення стисненим повітрям ділянки воздухопроводу між пневмоприводом і розподільним пристроєм і витоків повітря в з'єднаннях дорівнює:

$$Q_1 = 0,25 \cdot 10^3 qn, \text{ см}^3/\text{с} \quad (3.215)$$

де  $q$  – об'єм робочої порожнини привода;  $n$  – середнє число подвійних ходів штока в час.

Об'єм стиснутого повітря, що витрачається на один подвійний хід привода,

можна визначити по наступним формулах:

для поршневого привода односторонньої дії:

$$q_{m1} = 0,785 D^2 l, \text{ см}^3, \quad (3.216)$$

для поршневого привода двосторонньої дії

$$q_{m2} = 0,7852 (D^2 - d_1^2) \cdot l, \text{ см}^3, \quad (3.217)$$

для діафрагменого привода односторонньої дії

$$q_{d1} = 0,26 (D^2 + Dd + d^2) l, \text{ см}^3, \quad (3.218)$$

для діафрагменого привода двосторонньої дії

$$q_{d2} = 0,52 (D^2 + Dd + d^2 - 1,51 d_1^2), \text{ см}^3, \quad (3.219)$$

де  $D$  – діаметр циліндра чи діафрагменої камери,  $\text{см}$ ;  $d$  – діаметр жорсткого центра діафрагменого привода,  $\text{см}$ ;  $d_1$  – діаметр штока,  $\text{см}$ ;  $l$  – довжина робочого ходу,  $\text{см}$ .

На рис. 3.107 приведена схема воздухопроводу з декількома пневмоприводами (у даному випадку їх 6), розташованих групами. Одна група має один привод, друга – два і третя – три.

Для зменшення втрат, пов'язаних з довжиною воздухопроводу, рекомендується живлення пневмоприводів здійснювати за кільцевою схемою.

Діаметр  $d_1$  воздухопроводу визначається по витраті  $q_1$  одного пневмоциліндра, діаметр  $d_2$  знаходиться з розрахунку сумарної витрати двох пневмоциліндрів, а діаметр  $d_3$  – з розрахунку сумарної витрати трьох пневмоциліндрів:

$$d_1 = 11,3 \sqrt{\frac{q_1}{V}}, \quad (3.220)$$

$$d_2 = 11,3 \sqrt{\frac{q_2}{V}}, \quad (3.221)$$

$$d_3 = 11,3 \sqrt{\frac{q_3}{V}}, \quad (3.222)$$

Так як при такій схемі живлення стиснене повітря надходить з магістралі одночасно з двох вводів  $a$  і  $b$ , то діаметр воздухопроводу  $D_1$  знаходиться з розрахунку половини сумарної витрати повітря всіма приводами, живлення яких здійснюється даним воздухопроводом:

$$D_1 = 11,3 \sqrt{\frac{Q}{V}} \quad (3.223)$$

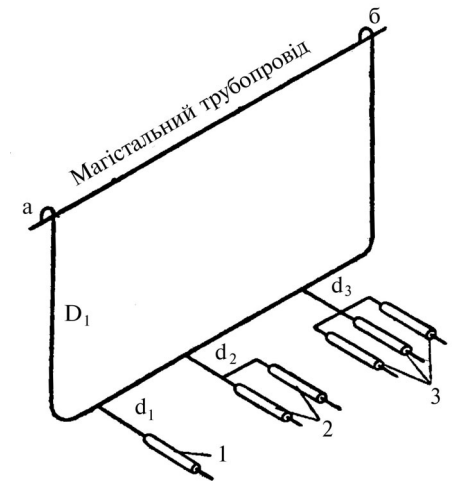


Рис. 3.107 Схема воздухопроводу з декількома пневмоприводами

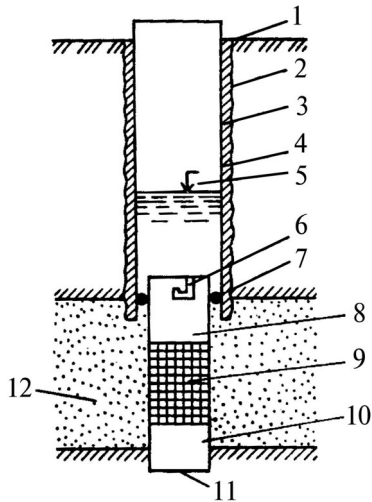


Рис. 5.17 Схема водозабірної свердловини: 1 - гирло; 2 - стінка; 3 - затрубний простір; 4 - колона обсадних труб; 5 - ствол; 6 - замок фільтра; 7 - сальник (ушільнення); 8 - надфільтрова труба; 9 - водоприймальна частина фільтра; 10 - відстійник; 11 - забій; 12 - водоносний пласт.

Робоча частина фільтра це, переважно, стальна труба з висвердленими по всій її поверхні круглими отворами (перфорірована), з привареними підкладочними (опорними) повздовжніми стержнями, обмотана нержавіючим дротом або дротяною в'язаною чи штампованою сіткою (рис. 5.18). Умовний діаметр фільтрів 125...250 мм, щільність – 15...46%.

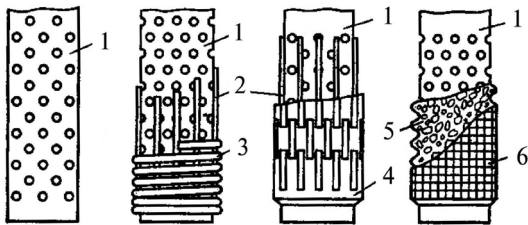


Рис. 5.18 Фільтри водозабірних свердловин: 1 - трубчатий каркас з круглими отворами; 2 - підкладочні (опорні) стержні; 3 - дротяна обмотка з нержавіючої сталі; 4 - штампована листовая сітка з нержавіючої сталі; 5 - підкладна синтетична сітка; 6 - сітка (плетена) з нержавіючого чи латунного дроту.

Вода із свердловини піднімається за допомогою занурювальних насосів типу ЕВВ - електрифікований відцентровий водопідіймний (див. підрозділ 2.1.2.1). Насос робить в зануреному у воду стані, і мінімальний (динамічний) рівень води над ним має бути не менш одного метра (рис. 5.19).

Вода із свердловини занурювальним насосом по-

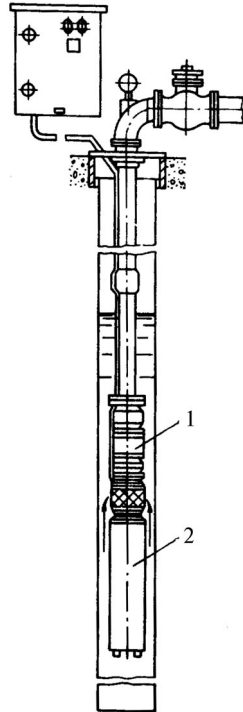


Рис. 5.19 Загальний вигляд установки занурювального насоса: 1- насос; 2- електропривід.

$$H_T = e_1 - e_3 = H_{cm} - h_6 - h_k. \quad (4.20)$$

Потужність турбіни визначається залежністю

$$N_T = 9,81 \cdot Q \cdot H_T \cdot \eta_T, \quad (4.21)$$

де  $Q$  - витрата води, яка проходить через турбіну;  $\eta_T$  - к.к.д. турбіни.

**Мікрогідроелектростанції.** Це сучасні комплектні гідрогенератори розраховані на забезпечення потужності від 3 до 100 кВт при напорах води 3...12 м і витратах 0,2...1,3 м³/с. Виготовляються вони з 1991 р. на Харківському заводі "Турбоатом" і призначені для невеликих сільських господарств.

Складаються вони з пропелерної турбіни з напрямним апаратом та генератора, розташованого на загальному з турбіною валу (рис. 4.19).

#### 4.1.6 Експлуатація гідроенергетичних установок

Основне завдання експлуатації гідроенергоустановок полягає в забезпеченні високої надійності вироблення електричної енергії згідно з потребами споживачів. Гідроенергоустановки - це об'єкти з дуже високим рівнем механізації і автоматизації технологічних процесів, а тому їх експлуатація вимагає порівняно невеликої кількості експлуатаційного персоналу. Кількісний склад експлуатаційного персоналу установлюється штатним коефіцієнтом, тобто кількістю штатних одиниць, яка приходить на 1 МВт установленної потужності, він становить приблизно 0,2...0,3.

Експлуатацію гідроенергоустановок слід здійснювати згідно з "Правилами технічної експлуатації електростанцій" (ПТЕ).

Експлуатаційний персонал гідроенергоустановок зобов'язаний активно впливати на економічність її роботи. Для цього необхідно забезпечувати режими, при яких турбіни мають найвищий ККД, підтримувати найбільші можливі напори води, не допускати її втрат, не допускати засмічування сміття затримуючих решіток і, як наслідок, втрат напору на них, забезпечувати оптимальні режими експлуатації водосховища.

Важливою задачею експлуатації ГЕС є підтримання в роботоздатному стані споруд і обладнання гідровузла. Основою надійної роботи обладнання є планово-попереджувальні профілактичні ремонти які слід проводити згідно з графіком.

При запуску турбіни після ремонтів та технічних оглядів і доглядів необхідно перевіряти її стан, перевіряти відсутність сторонніх предметів в усьому водо-

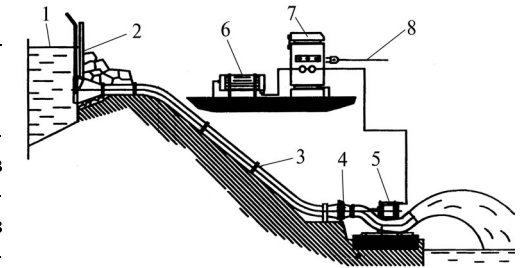


Рис. 4.19 Схема установки мікрогідроелектростанції: 1 - водосховище; 2 - водозабірник; 3 - водопідвідний трубопровід; 4 - турбіна; 5 - генератор; 6 - автобаластне навантаження; 7 - блок автоматичного регулювання "Водограй"; 8 - відвід електроенергії до споживачів.

хідному каналі-водоприймач, турбінний водовід, турбіна, відсмоктувальна труба. Необхідно приділяти увагу захисту механічного обладнання та металевих конструкцій гідровузла від корозії.

Головним документом, який регламентує експлуатацію гідротурбіни, є інструкція заводу-виготовлювача. На її основі, з врахуванням місцевих умов, розробляється робоча інструкція призначення для виконання експлуатаційним персоналом.

Важливішим положенням при експлуатації ГЕС є обов'язкова передача зміни між попереднім і заступаючим на зміну, черговим, з обов'язковим документальним оформленням цієї норми.

Черговий, який заступає на зміну зобов'язаний особисто оглянути станцію і впевнитися в якості її роботи, ознайомитись з неполадками які мали місце в попередній зміні. Черговий по станції на протязі зміни зобов'язаний слідкувати за її роботою, звертати увагу на появу ненормальних шумів, ударів, струсів і т.д.

Тільки ретельне дотримання усіх вимог якісної експлуатації гідроенергоустановок може забезпечити високоефективну їх роботу.

## 4.2 Вітроенергетичні установки

### 4.2.1 Вітер, як джерело енергії

Енергія вітру, як і енергія води, є відновлювальним природним видом енергії. В світовій практиці енергія вітру широко використовується в господарській діяльності, широко вона використовувалась і в нашій державі в 50 - 70 роки минулого століття.

Використовується енергія вітру за допомогою вітросилових установок, які ще називаються вітродвигунами.

Особливо ефективним і доцільним використання енергії вітру є в сільському господарстві, де багато розсереджених об'єктів віддалених від ліній електропередач, саме на них і доцільно застосовувати вітроустановки.

Вітер – це переміщення повітряних мас. Причиною його є перепад тисків, обумовлений різницею в балансі сонячного випромінювання, яке діє на великі площі різних територій. Основними характеристиками вітру є його швидкість і напрямок. Швидкість вітру є основною енергетичною характеристикою його і являє відстань, яку проходить повітряний потік за одиницю часу, м/с. В часі швидкість вітру завжди не постійна, вона може змінюватися навіть на протязі не значних відрізків часу на значну величину. Тому на практиці використовується поняття середньої швидкості вітру, як середня арифметична величина з декількох вимірювань значення її, здійснюваних через деякі проміжки часу.

Середня швидкість, отримана як середнє арифметичне значення з декількох вимірювань, зроблених на протязі години, називається середньогодинною швидкістю вітру. Склавши середньогодинні швидкості за добу і розділивши на 24 години отримаємо середньодобову швидкість вітру.

нок свердловини її ствол закріплюється *обсадними трубами* одного або декількох діаметрів, які розташовуються телескопічно — від більшого діаметра зверху до меншого внизу. В якості обсадних труб застосовуються сталі безшовні, водогазопровідні, азбестоцементні, поліетиленові і пластмасові труби. В межах водоносного пласта в свердловині встановлюється фільтр. *Фільтр* - це частина свердловини, через яку вода з водоносного пласта надходить у свердловину. Фільтри застосовуються з метою запобігання надходженню (попаданню) часток породи водоносного шару в середину свердловини. Встановлюється фільтр в свердловині нижче колони обсадних труб (рис. 5.17). Основною характеристикою фільтра є його пропускна здатність, тобто здатність забезпечувати пропуск певної витрати при надходженні води в свердловину. Залежить вона від щільності фільтра.

Фільтр складається з робочої частини, відстійника і надфільтрової труби (рис.5.17) Робоча частина призначена для приймання води з водоносного пласта, відстійник – для відкладення (збирання) в ньому часток піску, які проникають через фільтр в свердловину і, накінець, надфіiltroва труба призначена для з'єднання фільтра з колоною обсадних труб з сальниковим ущільненням.

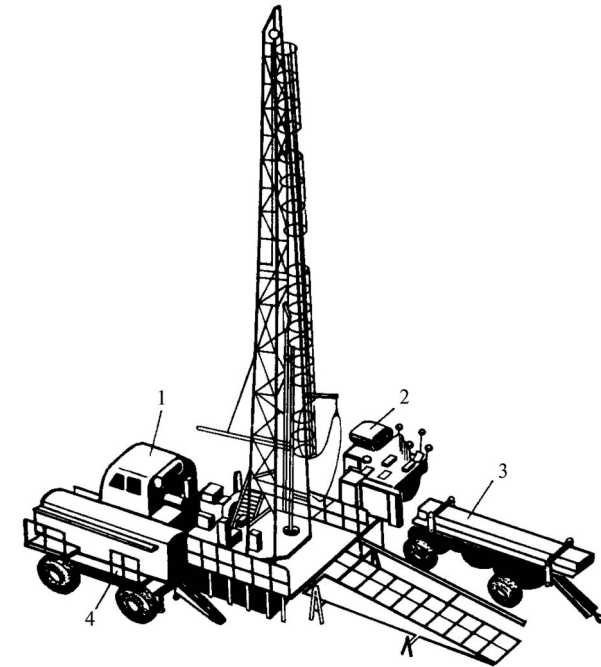


Рис. 5.16 Установка роторного буріння: 1 – буровий агрегат; 2 – глиномішалка; 3 – причіп для бурових труб; 4 – компресор.



**Желонка** уявляє собою циліндричний наскрізний стакан, в нижній частині якого улаштовані стальний ріжучий башмак і клапан (рис. 5.14. а, б). При опусканні желонки клапан відкривається в середину, а при підніманні її, після набирання продуктів руйнування забою, клапан опускається і лягає на упор влаштований в башмаку. Таким чином, бурова маса (шлам) закривається в стакані, піднімається на поверхню і висипається із желонки поблизу свердловини.

При **обертотовому (ротаторному) бурінні** порода в забої руйнується породоруйнуючим інструментом, який робить обертаючись навколо вісі за допомогою бурильних труб. Порода руйнується по усьому перерізу забою. Продукти руйнування безперервно видаляються із свердловини шляхом промивки забою промивочною рідиною (глиняним розчином, водою і ін.) або продувки повітрям.

На рисунку 5.15 показана принципіальна схема роторного буріння, на рисунку 5.16 показана установка роторного буріння.

Свердловини можуть бути **досконалими**, якщо вони повністю прорізують водоносний пласт, досягаючи нижнього водотривкого пласта, та **недосконалими**, які прорізають водоносний пласт частково, не досягаючи нижнього водотриву. Свердловина складається із ствола, тобто основної частини за допомогою якої досягається водоносний шар, водоприймальної частини, через яку вода надходить в свердловину і гирла – місце перетину свердловини з поверхнею землі (рис. 5.17).

Навколо свердловини обов'язково слід улаштовувати зону санітарної охорони розміром 30...50 м.

Для запобігання обвалювання сті-

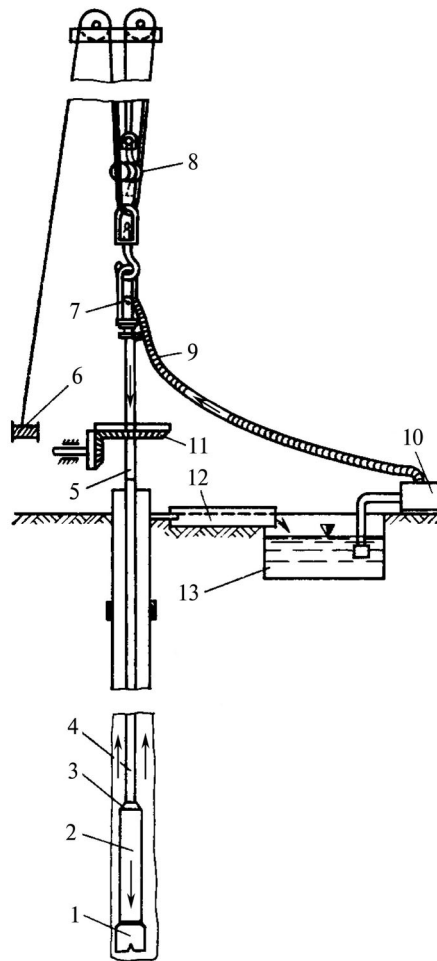


Рис. 5.15 Схема роторного буріння: 1 – бурове долото; 2 – обважнена бурильна труба; 3 – перехідник; 4 – бурильна труба (штанга); 5 – ведуча бурильна труба; 6 – лебідка; 7 – вертлюг-сальник; 8 – підйомний пристрій; 9 – шланг; 10 – буровий насос для подачі промив очної рідини; 11 – ротор; 12 – жолоб; 13 – відстійник.

Аналогічно знаходяться середньомісячна і середньорічна швидкості. Вимірюються характеристики вітру флюгерами і анемометрами.

**Флюгерами** вимірюється швидкість і напрямок вітру, вони встановлюються на висоті 10 м над поверхнею землі (рис. 4.20). Приймачем швидкості вітру є металева пластина вагою 200, або 800 гр., яка вільно гойдається на горизонтальній вісі. Пластина переміщується вздовж дуги, на якій закріплені вісім штифтів, по положенню її відносно штифтів і визначається швидкість вітру. Штифти нумеруються від 0 до 7, нульовий і парні штифти, тобто 0, 2, 4, 6 – довгі, непарні 1, 3, 5, 7 – короткі.

Кожному штифту відповідає певна швидкість вітру, яка встановлюється по таблиці. Наприклад, при положенні пластини вагою 200 г. між штифтами 0 і 1 швидкість вітру 1 м/с, - на штифті 7 швидкість вітру 20 м/с.

Приймачем напрямку вітру є дволопатева флюгерка з противагою, яка обертається на вертикальній вісі вздовж восьми штифтів, які показують напрямки сторін світу.

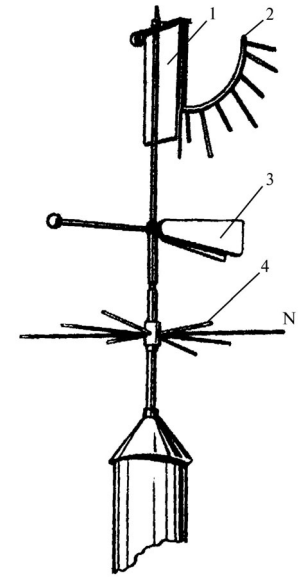


Рис. 4.20 Схема флюгера: 1-пластина; 2-дуга з штифтами; 3 - дволопатева флюгерка; 4 - штифти сторін світу; N - астрономічний північ.

**Анемометрами** вимірюється швидкість вітру від 1 до 20 м/с за період до 10 хв. Елементом, яким сприймається вітер, є вертушка з чотирма напівшарами (чашечками) (рис.4.21).

Обертання вертушки перетворюється в переміщення стрілок, які показують швидкість вітру. Системні спостереження за швидкістю і напрямками вітру проводяться на метеорологічних станціях.

Вітровий режим в конкретному пункті чи районі ілюструється діаграмою, яка називається **розою вітрів**. Вона будується таким чином – через загальний центр проводяться прямі лінії, напрямлені згідно з сторонами світу (рис.4.22). Вертикальна лінія позначає – Південь – Північ (низ - південь, Пд; верх – північ, Пн), горизонтальна – (зліва – захід, З; справа – схід, С), нахилені лінії позначають, відповідно, південний схід Пд.-С і північний захід Пн.-З (Пд.-С – Пн.-З) та південний захід Пд.-З і північний схід Пн.-С (Пд.-З – Пн.-С). Вздовж ліній діаграми, від центру, відкладаються відрізки, які відпові-

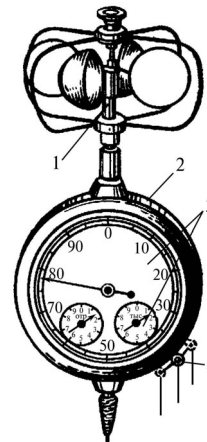


Рис. 4.21 Схема чашечкового анемометра: 1 - вертушка з чашечками; 2 - корпус; 3 - шкали обертів; 4 - пусковий механізм.

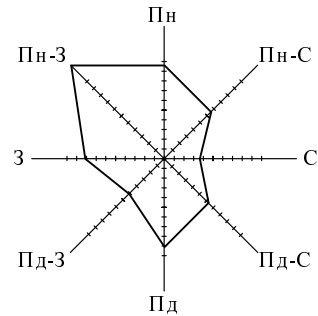


Рис. 4.22 Діаграма "Роза вітрів".

має масу  $m$ , кг, володіє кінетичною енергією, яку математично можна виразити залежністю

$$E = \frac{mV^2}{2}. \quad (4.22)$$

Позначимо через  $F$  площу поперечного перерізу повітряного потоку, енергію якого можна перетворити в механічну, тоді кількість маси повітря, яке протікає за одиницю часу через цей переріз з швидкістю  $V$  знайдемо таким чином.

Об'єм повітря  $W$ , який проходить через переріз  $F$  за одну секунду буде

$$W = V \cdot F. \quad (4.23)$$

Помноживши цей об'єм на питому вагу повітря  $\gamma$ , отримаємо його вагу

$$G = \gamma \cdot V \cdot F. \quad (4.24)$$

Секундну масу тіла отримаємо, розділивши формулу (4.23) на прискорення вільного падіння  $g$

$$m = \frac{G}{g} = \frac{\gamma \cdot V \cdot F}{g}. \quad (4.25)$$

Оскільки  $\gamma/g$  є густина повітря  $\rho$ , то

$$m = \rho \cdot V \cdot F. \quad (4.26)$$

Підставивши значення  $m$  в формулу енергії (4.21) отримаємо

$$E = \frac{mV^2}{2} = \frac{\rho \cdot V \cdot F \cdot V^2}{2} = \frac{\rho \cdot V^3 \cdot F}{2}, \text{ Вт} \quad (4.27)$$

Цей вираз, характеризує кількість енергії вітру, яка протікає за секунду через переріз  $F$ . Права частина формули (4.27) показує, що енергія потоку вітру змінюється пропорційно третій степені швидкості та величині його перерізу.

Таким чином, за формулою (4.27) можна вирахувати потенційну енергію потоку вітру.

дають, в певному масштабі, повторності напрямків вітру в процентах. Кінці усіх відрізків з'єднуються прямими лініями (рис. 4.22).

Багатокутник, який буде отриманий після цього, дає наочне уявлення про переважний напрямок вітрів в цьому пункті. В середині першого багатокутника іноді будується другий, який характеризує середню швидкість вітру з відповідним напрямком за певний період (5...10 років).

Повітряний потік, як і любе тіло, що рухається, володіє енергією руху, або кінетичною енергією, яка тим більша, чим вище швидкість його руху. З фізики відомо, що тіло, яке рухається з швидкістю  $V$ ,

Буріння свердловин здійснюється двома способами - **обертним** (роторним) та **ударним** і здійснюється воно за допомогою спеціальних бурових агрегатів або установок. Установка для буріння неглибоких (глибиною до 20...30 м) свердловин ручним способом показана на рисунку 5.12. Такі свердловини застосовуються переважно для забирання ґрунтових вод.

Для буріння глибоких свердловин застосовуються ударно-канатне та обертове (роторне) буріння.

**Ударно-канатне** буріння ведеться долотами і желонками при періодичному опусканні їх на канаті в свердловину. Порода руйнується ударами долота по забою, а продукти руйнування видаляються з свердловини желонкою. Установка для ударноканатного буріння показана на рисунку 5.13.

Рис. 5.13 Схема установки ударно-канатного буріння: 1 - буровий снаряд (з долотом); 2 - желонка; 3 - канат; 4 - канат желонки; 5 - мачта; 6 - ролик (блок); 7 - відтяжний ролик; 8 - направляючий ролик; 9 - відтяжна рама ударного механізму; 10 - інструментальний барабан (лебідка); 11 - шатун; 12 - жероночний барабан.

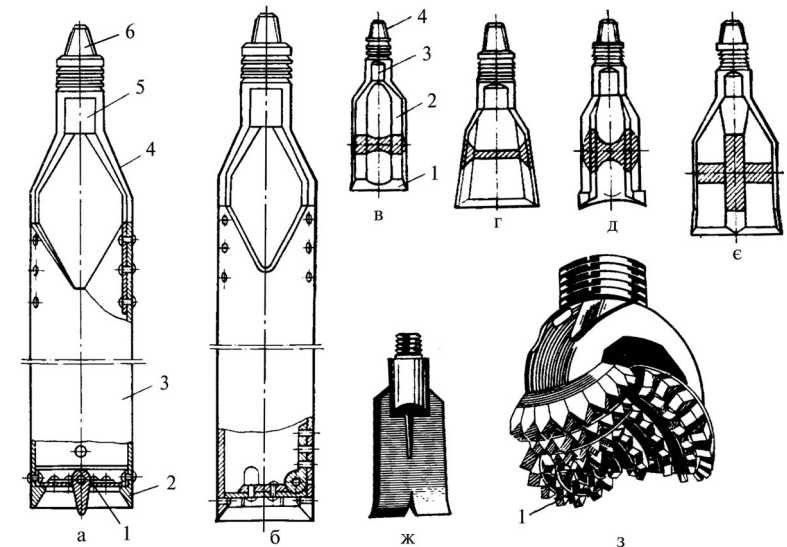
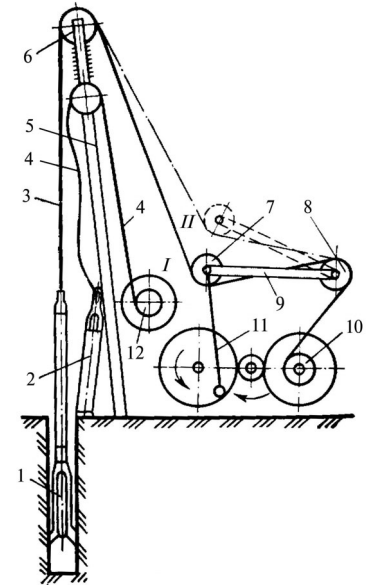


Рис. 5.14 Бурові інструменти: а, б – желонки, відповідно, з двостворчатим та одностворчатим клапанами: 1-клапан; 2-башмак; 3-корпус; 4-вилка; 5-шийка; 6-різбовий конус; в, г, д, е - долота для ударного буріння, відповідно, плоске, двотаврове, округлююче, хрестове: 1 - лезо; 2-лопаты; 3-шийка; 4-різбовий конус; ж, з-долота для роторного буріння, відповідно, двохлопатево і трьох шарошечне: 1-шарошка.

## 5.2.5 Елементи систем водопостачання

### 5.2.5.1 Водозабірні вузли.

**Водозабірні вузли** – це гідротехнічні споруди призначені для забирання води з джерела водопостачання.

Конструкція водозабірних вузлів залежить від типу джерела води.

**Міжпластові підземні води** забираються за допомогою свердловин, а **грунтові** – за допомогою шахтних колодязів.

При виборі місця розташування водозабору слід врахувати, що водозабір повинен розташовуватись, по можливості, як найближче до споживачів води з врахуванням природних, економічних, гідрогеологічних, санітарних і інших умов і вимог.

Оскільки основним джерелом води в сільськогосподарському водопостачанні є підземні води, то розгляд водозабірних споруд розпочнемо саме зі споруд, призначених для їх забирання.

**Водозабірні свердловини** – це вертикальна циліндрична гірнична виробка в земній корі відносно малого діаметру і великої глибини. Призначені водозабірні свердловини для забирання міжпластових (напірних і безнапірних) вод, тобто вод, які залягають на значній глибині (більш 10 м) з товщиною водоносного пласта більше 5...6 м. Глибина свердловин сягає 50...500 м, діаметр 75...500 мм. Основною технічною характеристикою свердловини є її **дебіт**, тобто витрата води, яку забезпечує свердловина (див. підрозділ 1.3.17). Улаштовуються свердловини методом **буріння**, яке полягає в руйнуванні гірських порід в забої, видаленні зруйнованої породи (шламу) із ствола та закріпленні стінок свердловин.

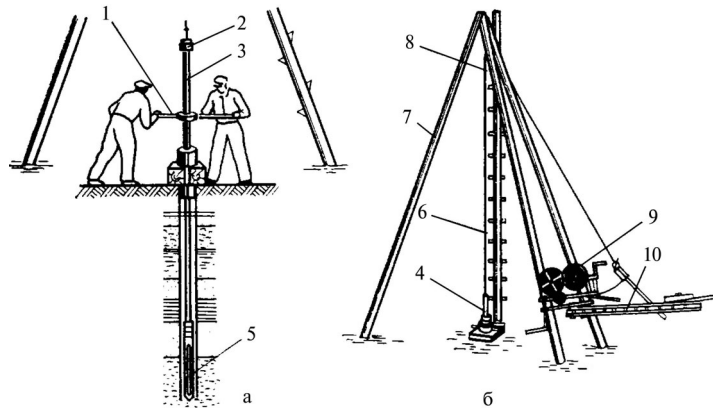


Рис. 5.12 Бурова установка для улаштування неглибоких свердловин: а - буровий пристрій; б - підйомний пристрій; 1 - поворотний хомут; 2 - вертлюг; 3 - бурільна колона; 4 - обсадна труба; 5 - породоруйнуючий інструмент; 6 - канат; 7-тринога; 8 - блок; 9 - лебідка; 10 - балансир (важіль).

## 4.2.2 Конструкція і принцип дії вітроенергетичних установок (вітро-двигунів)

**Вітро-двигуни** – це пристрої призначені для перетворення енергії вітру в механічну енергію. Основним робочим органом вітро-двигунів є **вітроколесо**. За конструкцією вітроколеса бувають лопатеві, карусельні, роторні, барабанні (рис. 4.23).

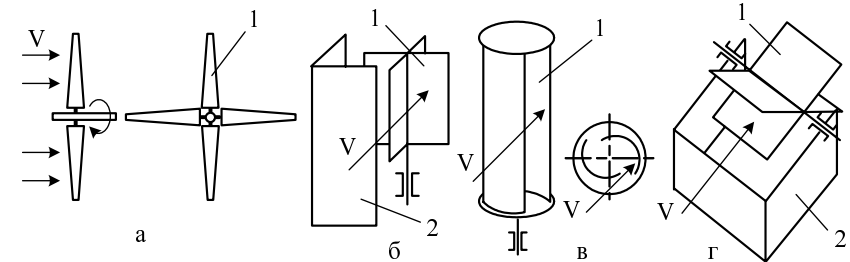


Рис. 4.23. Схеми вітроколес: а - лопатеве; б - карусельне; в - роторне; г - барабанне; 1 - вітроколесо; 2 - ширма.

Найбільш розповсюджені вітро-двигуни з лопатевими (крильчастими) колесами, які складаються з окремих лопатей (рис. 4.23, а).

Комплекс, до складу якого входять вітро-двигун і допоміжне обладнання уявляє з себе **вітроенергетичну установку**.

Лопатеві вітро-двигуни складаються з таких основних частин і вузлів: вітроколесо, головка, хвіст, башта, приводна лебідка або нижній редуктор, генератор чи інший механізм, який приводиться в дію вітро-двигуном, віндрозний механізм, механізм регулювання частоти обертання вітроколеса (рис. 4.24)

**Вітроколесо** – це основний робочий орган, який сприймає енергію потоку вітру і перетворює її в обертову енергію. Вітроколесо складається з лопатей, розташованих по радіусах. Лопаті кріпляться до махів, а махи закріплюються на валу.

Принцип дії вітроколеса, тобто умови, що викликають його обертання відносно вала (вісі) полягає в наступному. Лопаті вітроколеса відносно своєї вісі повернуті на деякий кут по відношенню до його площини, а тому вектор сили тиску потоку вітру на лопать розкладається на дві складові, одна з яких і змушує лопать

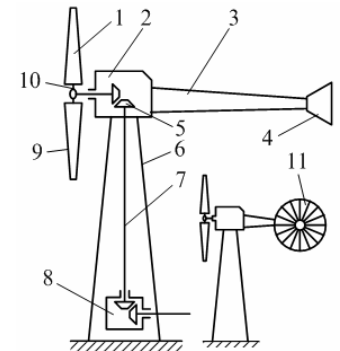


Рис. 4.24 Принципова схема лопатєвого вітро-двигуна: 1 - вітроколесо; 2 - головка; 3 - ферма хвоста; 4 - хвіст; 5 - верхній передаючий механізм; 6 - башта; 7 - вертикальний вал; 8 - нижній редуктор; 9 - лопать; 10 - мах; 11 - віндрозний механізм.

відштовхуватись в напрямку протилежному її дії. Тобто лопать відштовхується під дією сили реакції однієї з складових сили тиску повітря на неї.

**Головка** уявляє собою опору, на якій монтується вал вітроколеса, верхній передаючий механізм та пристрій для регулювання частоти обертання вітроколеса. Вона вільно обертається навколо вертикальної вісі.

**Хвіст** - це ферма з закріпленням на ній щитом (оперенням). Хвіст призначений для виведення вітроколеса в положення перпендикулярне до напрямку вітру (на вітер) і застосовується на вітродвигунах потужністю до 10 кВт. На більш потужних вітродвигунах для цієї ж мети, тобто виведення вітроколеса на вітер, застосовуються ввідрозні механізми.

**Відрозний механізм** складається з двох багаторукавних вітроколес (відроз), площини обертання яких розташовані перпендикулярно до площини обертання основного вітроколеса (рис. 4.24). При перпендикулярному положенні основного вітроколеса до напрямку вітру відрозні вітроколеса стоять ребрами лопатей до нього і не обертаються. При боковому вітрі відрози починають обертатися і за допомогою спеціального механізму повертають головку до нормального (перпендикулярного) положення основного вітроколеса до напрямку вітру. Після чого відрози встановлюються ребрами лопатей до вітру і зупиняються.

**Башта** служить для винесення вітроколеса на висоту, на якій не проявляється вплив наземних перешкод (будівель, дерев) на прямолінійність руху повітряних потоків (вітру). Башта улаштовується у вигляді металевої чотири чи тригранної ферми, або трубчастою.

**Передаючий механізм** (верхній і нижній) служить для передачі обертів вітроколеса, машині яку приводить вітродвигун. Він не завжди має конструкцію, яка показана на рисунку 4.24. Наприклад, передача обертів від вітроколеса може здійснюватися безпосередньо валу електрогенератора (вітроколесо насаджене на вал електрогенератора), або через редуктор, розташований в головці вітродвигуна.

**Регулятори частоти обертання вітроколеса** служать для автоматичного обмеження або регулювання частоти обертання вітроколеса при великих швидкостях вітру. Розглянемо деякі способи досягнення цього.

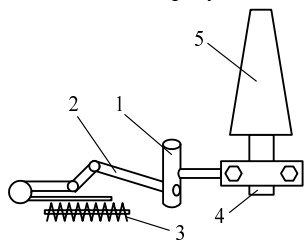


Рис. 4.25 Схема регулятора частоти обертання вітроколеса поворотом лопатей вантажниками: 1 – вантажник; 2 – шатун; 3 – пружина; 4 – осі; 5 – лопать.

**Спосіб повертання лопатей** або їх частин відносно своєї вісі. Застосовується на великих вітродвигунах і досягається повертанням лопатей відцентровими вантажиками (рис. 4.25).

Отже, при збільшенні частоти обертання основного вітроколеса, вантажик, під дією відцентрової сили, повертає лопать відносно вісі в напрямку установки її перпендикулярно вітру, внаслідок чого і зменшується частота обертання вітроколеса. Повернення лопатей в попереднє положення здійснюється пружиною. Аналогічним цьому способу є повертання частини крила в якій також вмонтовується

За цією схемою природна вода забирається з поверхневого джерела насосною станцією першого водопідйому і подається для очищення на очисні споруди. Після очисних споруд чиста вода надходить до резервуара чистої води, а звідти, за допомогою насосної станції другого водопідйому, подається в водопровідну мережу. Підкреслимо, що в розглянутих системах водопостачання, водонапірні башти розташовані на початку водопровідної мережі є простішими. В практиці сільськогосподарського водопостачання мають місце і системи, в яких водонапірна башта встановлюється в кінці водопровідної мережі і називається вона в цьому випадку **контррезервуаром** (рис. 5.10). В системах сільськогосподарського водопостачання часто застосовується більше однієї башти – по дві, три і більше.

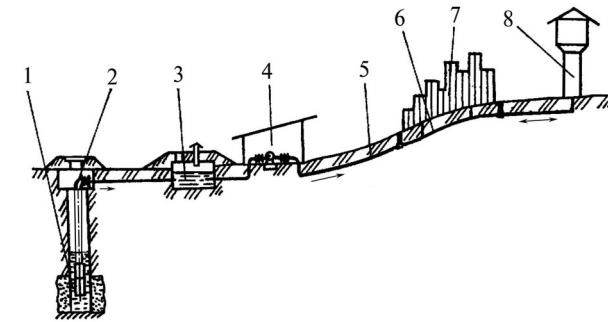


Рис. 5.10 Схема системи водопостачання з підземним джерелом води з контррезервуаром: 1 – підземні води; 2 – насосна установка першого водопідйому; 3 – резервуар чистої води; 4 – насосна станція другого водопідйому; 5 – водовід; 6 – водопровідна мережа; 7 – об'єкт водопостачання; 8 – водонапірна башта.

На рисунку 5.11 наведена схема групового водопроводу, який забезпечує питною водою декілька населених пунктів.

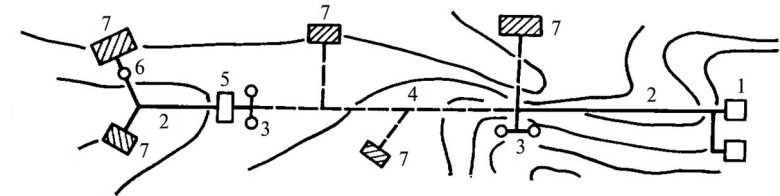


Рис. 5.11 Схема групового водопроводу: 1 – вузол головних споруд; 2 – нагнітальний напірний водовід; 3 – резервуари чистої води; 4 – самотічний напірний водовід; 5 – насосна станція підкачки; 6 – водонапірна башта; 7 – села.

Джерелом води для групових водопроводів можуть бути як підземні так і поверхневі води.

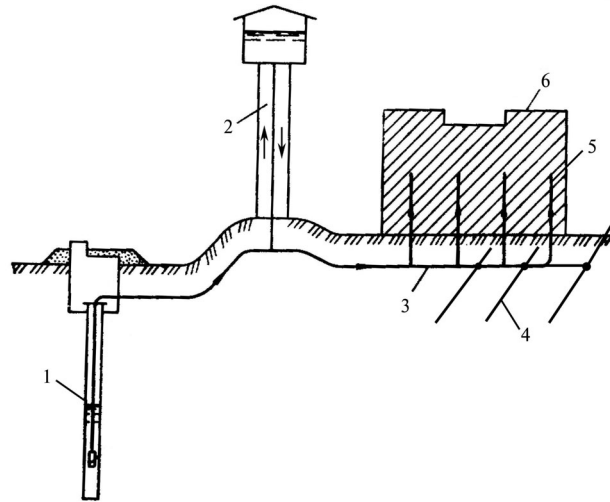


Рис. 5.8. Схема системи водопостачання з підземним джерелом води: 1 - водозабірний вузол; 2 - водонапірна башта; 3 - транспортуючий трубопровід; 4 - розводяща (зовнішня) водопровідна мережа; 5 - внутрішня водопровідна мережа; 6 - об'єкт водопостачання.

Оскільки підземні води в більшості придатні до використання без покращення їх якості, то вода, безпосередньо, із джерела подається споживачам (рис. 5.8.)

Істотно, в цьому відношенні, відрізняються поверхневі води, які без покращення їх якості не придатні до вживання в якості питної води, а тому і схема системи водопостачання (склад споруд) суттєво відрізняється від попередньої (рис. 5.9).

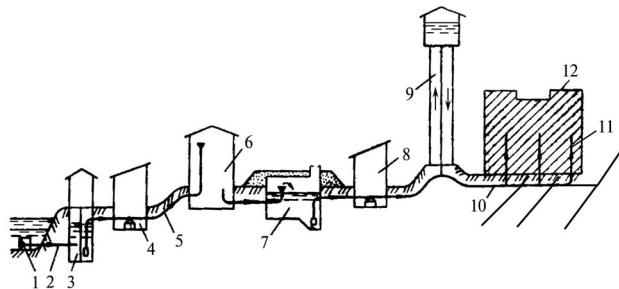


Рис. 5.9. Схема системи водопостачання з поверхневим джерелом води: 1 - водоприймальний оголовок; 2 - самотічний трубопровід; 3 - береговий сітчастий колодязь; 4 - насосна станція першого водопідйому; 5 - напірний трубопровід; 6 - станція очистки води; 7 - підземний резервуар чистої води; 8 - насосна станція другого водопідйому; 9 - водонапірна башта; 10 - розводяща (зовнішня) водопровідна мережа; 11 - внутрішня водопровідна мережа; 12 - об'єкт водопостачання.

механізм регулювання, який робить на принципі використання відцентрової сили при збільшенні частоти обертання вітроколеса.

**Спосіб ексцентричного розташування вісі вітроколеса** відносно вісі обертання головки. Цей спосіб полягає в тому, що при великій частоті обертання вітроколеса, за рахунок ексцентриситету посадки вісі, воно виводиться з під вітру, в попереднє положення повертається пружиною (рис. 4.26).

Рис. 4.26. Схема регулювання частоти обертання вітроколеса ексцентричною посадкою його вісі: 1 - вітроколесо; 2 - вісь обертання вітроколеса; 3 - вісь обертання головки; 4 - пружина.

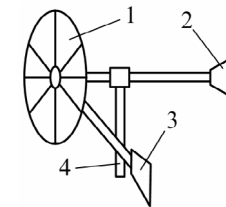
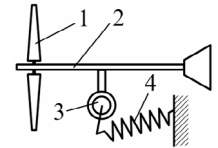


Рис. 4.27. Схема регулювання частоти обертання боковою лопатою: 1 - вітроколесо; 2 - хвіст; 3 - бокова лопата; 4 - башта

**Спосіб виведення вітроколеса з під вітру боковою лопатою.** Цей спосіб полягає в тому, що при зростанні швидкості вітру, відповідно, зростає сила тиску його на лопату яка повертає вітроколесо, виводячи його, таким чином, з під вітру (рис. 4.27).

#### 4.2.3 Класифікація, технічні показники і елементи правил експлуатації вітро-двигунів

**За призначенням** вітро-двигуни діляться на: вітроелектричні; вітроводопідйомні; універсальні та вітряні млини.

**Вітроелектричні** - це вітро-двигуни у яких енергія вітру безпосередньо перетворюється в електричну енергію. Саме цього типу вітро-двигуни мають сучасне розповсюдження і виготовляються вони конструкторським бюро "Південне" (м. Дніпропетровськ). На рисунку 4.28 показаний агрегат вітроелектричний АВЕ-250 (250 - потужність, кВт) виробництва цього підприємства.

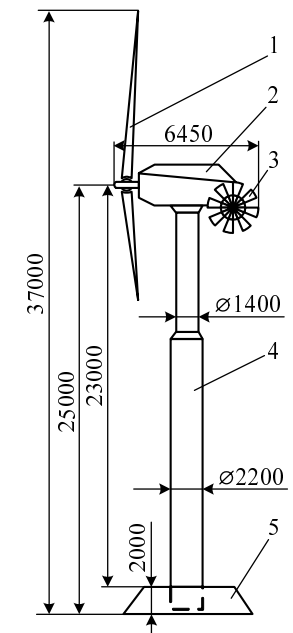


Рис. 4.28. Агрегат вітроелектричний АВЕ-250: 1 - вітроколесо з трьома лопатами; 2 - головка; 3 - ввіндроване вітроколесо (2 шт.); 4 - башта (2 секції); 5 - фундамент.

На тому ж підприємстві випускається вітроелектричний агрегат потужністю 500 кВт – АВЕ-500 (рис. 4.29, а).

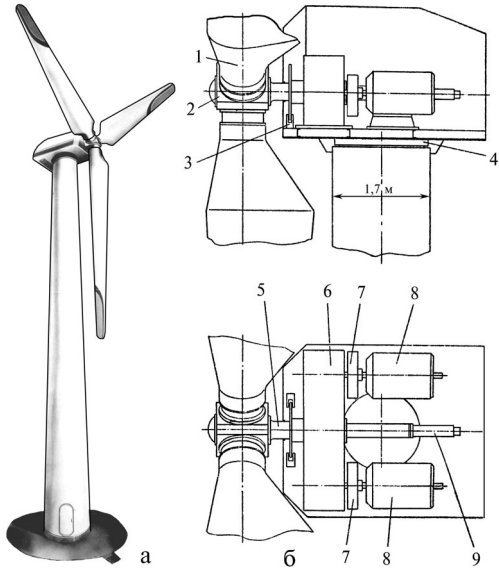


Рис. 4.29 Агрегат вітроелектричний АВЕ-500: а - загальний вигляд; б - вміст головки агрегату: 1 - лопать; 2 - ступиця; 3 - гальмо вітроколеса; 4 - поворотний круг; 5 - вал; 6 - редуктор; 7 - гальмівний пристрій; 8 - генератор; 9 - пристрій повертання лопатей.

**Вітроводопідіймні** – це установки, які безпосередньо приводять в дію водопідіймні насоси. Використовуються для підняття підземних вод (рис. 4.30).

**Універсальні** вітроустановки призначені для безпосереднього приводу в дію різних технічних машин та пристроїв згідно з господарськими потребами.

**Вітряні млини** призначені для переробки зерна на борошно (рис. 4.31).

**За кількістю лопатей** у вітроколесі вітровадуни діляться на дві групи: **малолопатеві** (швидкохідні) з кількістю лопатей дві, три або чотири (рис. 4.29) і **багатолопатеві** (тихохідні) з кількістю лопатей 5...24 (рис. 4.32).

Серед усіх вищезазначених технічних показників вітровадуунів найважливішим показником є їх потуж-

Він має такі технічні показники: робочий діапазон швидкостей вітру 4...25 м/с (номінальна - 13,6 м/с); діаметр вітроколеса - 34 м; кількість лопатей - 3; частота обертання вітроколеса - 37,5 хв<sup>-1</sup>; висота вітроагрегату - 48,5 м; висота башти - 29,2 м; діаметр біля основи - 3,2 м, біля вершини - 1,7 м; кількість генераторів - 2 шт.; частота обертання ротора генератора - 1500 хв<sup>-1</sup>.

На рисунку 4.29, б наводиться схема обладнання і пристроїв, розташованих в головці вітровадууна АВЕ-500.

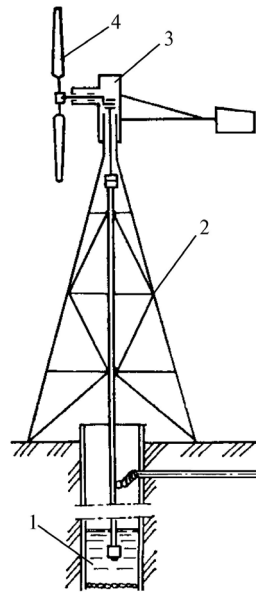


Рис. 4.30 Вітроводопідіймна установка; 1 - колодазь; 2 - башта; 3 - головка; 4 - вітроколесо.

окремих водоспоживачах знайдемо середньодобову витрату води по об'єкту водопостачання за формулою

$$Q_{\text{доб.ср.}} = \sum q_i n_i, \quad (5.7)$$

де  $q_i$  – норма водоспоживання для окремих споживачів води, л/доб;  $n_i$  – кількість споживачів води кожного виду.

Нижче і йтиметься про порядок встановлення розрахункової витрати води в цілому по об'єкту, тобто для магістрального трубопроводу та проектування насосної станції чи установки. Далі встановлюється максимальна добова витрата за формулою

$$Q_{\text{доб.макс}} = Q_{\text{доб.ср.}} \cdot K_{\text{доб.макс}}, \quad (5.8)$$

де  $K_{\text{доб.макс}}$  – добовий коефіцієнт, який враховує нерівномірність споживання води за добу в різні періоди року (відношення максимального добового до середнього добового об'єму водоспоживання), його максимальне значення 1,3. Середньодобова витрата води в добу максимального водоспоживання визначається за формулою

$$Q_{\text{год.ср.}} = Q_{\text{доб.макс}} / 24, \quad (5.9)$$

де 24 – кількість годин в добі.

**Розрахункова витрата води**  $Q$ , м<sup>3</sup>/с визначається за формулою

$$Q_p = K_{\text{год.макс}} \cdot Q_{\text{год.ср.}} / 36 \cdot 10^3, \quad (5.10)$$

де  $K_{\text{год.макс}}$  – годинний коефіцієнт нерівномірності споживання води в окремі години доби (відношення максимального годинного до середньодобового об'єму водоспоживання), для комунального сектору – 1,2...2,0, в тваринництві – 2,5...4. Взагалі ж для комунального сектору його можна визначити за залежністю

$$K_{\text{год.макс}} = \lambda_{\text{макс}} \beta_{\text{макс}}, \quad (5.11)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт, який враховує рівень благоустрою будівель, режим роботи підприємств і інші місцеві умови ( $\lambda_{\text{макс}} = 1,2...1,4$ );  $\beta$  – коефіцієнт, який враховує кількість жителів в населеному пункті ( $\beta_{\text{макс}} = 2...4,5$ ).

У випадку необхідності, при проектуванні системи виконують розрахунки і з мінімальними показниками.

Встановлення розрахункових витрат води для її подачі окремим водоспоживачам виконується за цією ж методикою.

Гідравлічний розрахунок водопровідної мережі виконується за методикою викладеною в підрозділі 1.3.12.

## 5.2.4 Схеми систем водопостачання

Схеми систем водопостачання зображають графічно споруди, які входять до складу системи та місце їх розташування. На склад споруд системи водопостачання докорінно впливає вид джерела води. Так як основним джерелом води в сільськогосподарському водопостачанні є підземні води (біля 90%), то першою розглянемо систему водопостачання саме з підземним джерелом води (рис. 5.8.).

продукції. Згідно з будівельними нормами і правилами норма водоспоживання в господарсько-питному водоспоживанні, залежно від рівня благоустрою, складає 125...350 л/доб на одного жителя, в тваринництві: для дорослої великої рогатої худоби – 60...70, для її молодняка – 20...30 л/доб, для дорослих свиней – 15...60, для їх молодняка 5...15 л/доб; для птиці – 1...2 л/доб. Норми водоспоживання також наводяться в літературі з сільськогосподарського водопостачання.

Режим водопостачання визначає розрахункові витрати, напори і нерівномірність споживання води з системи.

Режим водопостачання в сільськогосподарському водопостачанні характеризується значною нерівномірністю на протязі року, яка залежить від природних, соціально-економічних, господарських і технічних факторів. Коливання добових витрат води обумовлюється погодними умовами, режимом роботи підприємств, черговістю робочих, вихідних і святкових днів, проведенням різних масових заходів та випадковими явищами.

Нерівномірним є водоспоживання і на протязі доби, тобто в різні години доби, що обумовлюється зміною дня і ночі, розкладом роботи на виробництвах і іншими випадковими явищами. Усередині кожної години водоспоживання також не постійне, однаково в розрахунках ці коливання не враховуються і вважається що на протязі години водоспоживання не змінюється. На рисунку 5.7 наводиться приклад ступінчатого графіка добового водоспоживання в сільському населеному пункті, який і ілюструє вищезазначену нерівномірність добового водоспоживання.

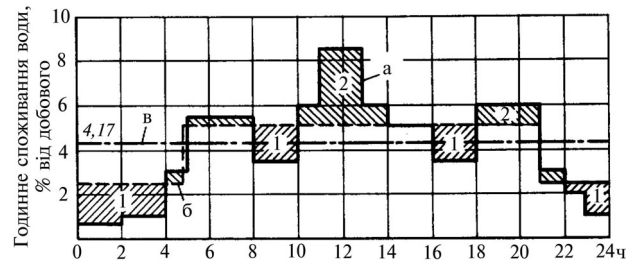


Рис. 5.7 Ступінчатий графік добового водоспоживання (а), водоподачі (б) і середньодобової подачі (в): 1 і 2 – об'єми води, які накопичуються за години малого її відбору з системи і яка витрачається в години інтенсивного водоспоживання.

Гідравлічний розрахунок зовнішніх водопровідних мереж ведеться на підставі розрахункових витрат води. Для надійності забезпечення споживачів водою системи водопостачання розраховується на пропуск максимальних витрат води, які будуть мати місце при максимальній добовій витраті  $Q_{\text{доб. макс.}}$ . Крім цього, для ще більшої надійності, проектування систем (розрахунок) ведеться з врахуванням 15...20 річної перспективи збільшення водоспоживання.

Отже, для знаходження розрахункових витрат води, перш за все, слід встановити склад водоспоживачів. Далі встановлюється середньодобова витрата води для кожного водоспоживача, для чого кількість цих водоспоживачів  $n$  слід помножити на норму водоспоживання. Просумірувавши середньодобові витрат по

ність, так як за необхідною потужністю ведеться конструювання вітро-двигунів.

Потужність вітро-двигуна можна встановити на підставі формули (4.27), якщо врахувати, що в механічну енергію вітро-двигун перетворює лише частину енергії потоку вітру з перерізом  $F$ .

Формула потужності вітро-двигуна має такий вигляд

$$N = \frac{\rho \cdot V^3 \cdot F \cdot \eta}{2}, \quad (4.28)$$

де  $\rho$  – густина повітря,  $\rho = 1,25 \text{ кг/м}^3$ ;  $V$  – номінальна швидкість вітру;

$F$  – площа круга, який описує вітроколесо діаметром  $D$ ,  $F = \pi D^2/4$ ;  $\eta$  – коефіцієнт використання енергії вітру, для сільських вітроустановок він становить 0,4...0,5.

При експлуатації вітроустановок слід керуватися такими основними положеннями. Задачею експлуатації вітроустановок є забезпечення їх надійності роботи. Експлуатація вітроенергетичних установок повинна здійснюватись спеціальним експлуатаційним персоналом. Вітроенергоустановки слід експлуатувати за інструкціями, першоджерелом для розробки яких є інструкція заводу – виготовлювача, до якої додаються виробничі та місцеві умови використання вітро-двигуна. Основними вимогами при експлуатації вітроенергоустановок є: щоденний, і особливо перед запуском, огляд вітроенергоустановки на предмет справності вузлів і деталей, як самої установки так і машини, яку вона приводить в дію; регулярне змащування вузлів тертя; своєчасне підтягування кріплень, які ослабли; недопустимість експлуатації вітро-двигунів з поламаними лопатями; очищення, в зимовий період, криги і снігу з шестерен і інших вузлів; заборона доступу до вітроустановок сторонніх осіб; фарбування вітроустановки на рідше ніж один раз через три роки експлуатації.

Для експлуатації вітроустановок слід забезпечити безпечні методи і технології для життєдіяльності експлуатаційного персоналу з врахуванням, що вітроустановки є висотними спорудами.

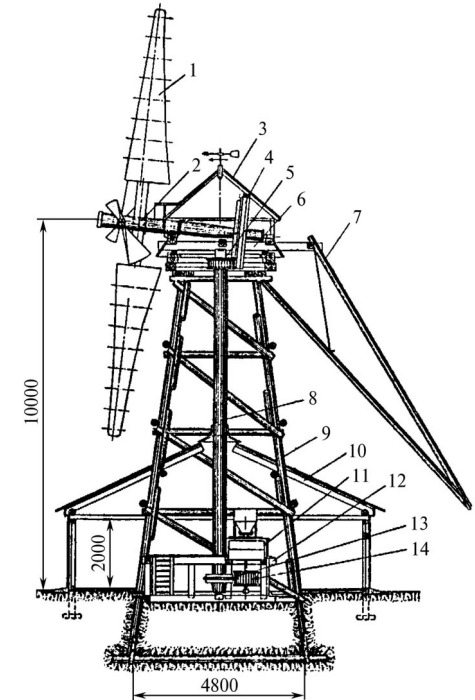


Рис. 4.31 Вітряний млин: 1 – вітроколесо; 2 – головний вал; 3 – шатро; 4 – ведуче колесо; 5 – цівочна шестерня; 6 – рама шатра; 7 – водило; 8 – вертикальний вал; 9 – башта; 10 – будівля млина; 11 – жорно; 12 – рама підставки; 13 – ведуче колесо нижньої передачі; 14 – цівочна шестерня.

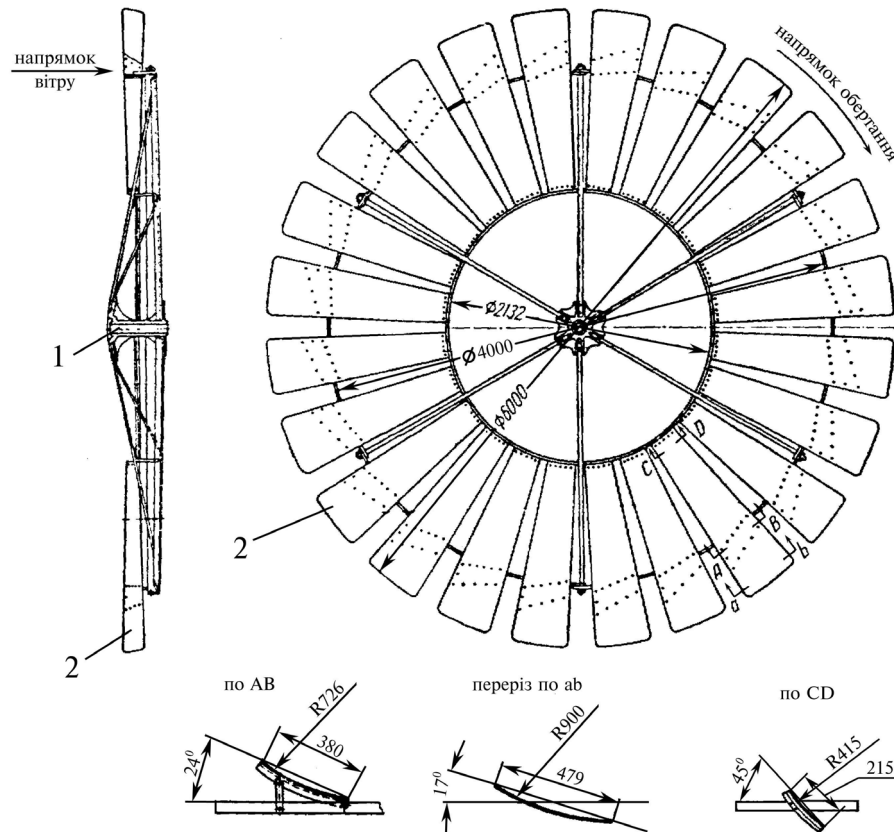


Рис. 4.32 Конструкція вітроколеса тихохідного двигуна ТВ-5: 1 - втулка; 2 - лопать.

### Запитання для самоконтролю

1. Охарактеризуйте енергію води. 2. Що таке вузол гідротехнічних споруд сільської ГЕС, що входить до його складу? 3. Що таке греблеві гідровузли, які види їх існують, залежно від місця розташування ГЕС, які споруди входять до їхнього складу? Зобразіть їх схеми. 3. Що таке гребля. Як вона улаштовується? Покажіть схему греблі. 4. Що таке водопропускні споруди, які види їх існують? Зобразіть їх схематично. 5. Що таке дериваційні гідровузли і як вони улаштовані? Зобразіть дериваційний гідровузол схематично. 6. Що таке гідроелектростанція? Зобразіть її схему. 7. Що таке гідротурбіни, як вони класифікуються? Поясніть принцип їх роботи. 8. Що таке реактивні гідротурбіни, які види їх існують? Зобразіть схематично реактивні турбіни. Поясніть принцип їх дії. 9. Що

вміст – не більш як 100 шт./л, кишкових паличок – 3 шт./л.

Стандартом регламентуються і інші властивості (показники) питної води

Якщо вода із джерела не відповідає вимогам стандарту то проводиться покращення її якості. Покращення якості води досягається шляхом її очищення та поліпшення хімічного складу.

**Очищення води** - полягає в освітленні та її обеззаражуванні.

**Освітлення** води полягає в зниженні мутності, тобто в видаленні із води зважених в ній речовин і колоїдів. Досягається це шляхом відстоювання води в відстійниках з послідовною фільтрацією на пісчаних фільтрах. Для інтенсифікації процесу освітлення застосовується прийом коагулювання шляхом введення у воду коагулянта, що викликає утворення пластівців.

**Обеззаражування води** – полягає в зниженні в ній живих мікроорганізмів. Значна частина їх залишається у відстійника та затримується на фільтрах, решта ж знищується шляхом хлорювання, або застосуванням сучасних методів. Якщо знезаражування виконується хлорюванням, то доза хлору 3...5 мг/л, а його бактерицидна дія припиняється через 30...60 хвилин. До споживання вода придатна не раніш як через годину після введення хлору.

**Поліпшення хімічного складу води.** Воно полягає в регулюванні вмісту в ній розчинених солей. Досягається це пом'ягченням, опріснюванням, обеззалізуванням та фторюванням води. **Пом'якшення води** – це зменшення вмісту в ній солей жорсткості – солей кальцію і магнію. Досягається пом'якшення реagentним методом, при якому в воду вводиться вапно, або кальційована сода, внаслідок чого солі жорсткості утворюють нерозчинні з'єднання і випадають в осадок. В сільськогосподарському водопостачанні частіше застосовується **катіонітовий** спосіб, який ґрунтується на здатності іонообмінних нерозчинених речовин (катіонітів - наприклад, сульфовугілля і ін.) вступати в обмінні реакції з катіонами кальцію і магнію, які вміщуються у воді. **Опріснювання** полягає в частковому видавленні солей з води, зокрема електрохімічним і ін. методами. **Обеззалізування** – це видалення з води надлишку солей заліза. Допустимий вміст їх 0,3...1 мг/л. Здійснюється аерацією води на контактних градириях при вільному падінні її з висоти. **Фторювання води**, а іноді обезфторювання, проводиться з метою регулювання вмісту в ній фтору, що має важливе значення для запобігання захворювання зубів карієсом. Досягається фторювання метод введення у воду фторного реагенту.

### 5.2.3 Норми, режими водоспоживання та визначення розрахункових витрат води.

Для проектування систем водопостачання необхідно знати кількість споживаної води і режим її споживання.

Кількість споживаної води встановлюється за кількістю споживачів води на підставі норм водоспоживання.

**Норма водоспоживання**  $q$ , л/доб. – це середня кількість води, яка споживається одним споживачем за добу або витрачається на одиницю вироблюваної



стачання.

Особливості систем сільськогосподарського водопостачання обумовлюються особливостями сільського побуту та сільськогосподарського виробництва, які полягають в розсосередженості та сезонній циклічності сільськогосподарського виробництва і комунального сектора на селі.

У відповідності з цим, сільськогосподарське водопостачання має такі особливості:

1. **Розсосередженість водоспоживачів**, яка пов'язана з веденням сільськогосподарського виробництва на великих земельних територіях, чи обумовлена значна розсосередженість населених пунктів, різних господарських центрів по території землекористування. Крім того, споживачі води (люди, тварини, механізми і ін.) в певні періоди пересуваються по території землекористування. Ці обставини ведуть до збільшення дальності транспортування води, ускладнення експлуатації систем. При цьому слід врахувати, що об'єми споживання (витрат) води порівняно невеликі.

2. **Нерівномірність споживання води**, обумовлена циклічністю чергування сільськогосподарських робіт в усіх видах сільськогосподарського виробництва. В кінцевому результаті це приводить до нерівномірного завантаження систем водопостачання, збільшення об'ємів регулюючих емкостей, відбивається на техніко-економічних показниках систем сільськогосподарського водопостачання.

### 5.2.2 Вимоги до якості води та її поліпшення

Споживачі води в сільськогосподарському водопостачанні вимагають води, яка відповідала б державному стандарту України **“Вода питна”** (1996 р.).

Згідно з цим стандартом вода характеризується органолептичними та хімічними і бактеріологічними властивостями. З усіх цих властивостей стандартом встановлюються певні вимоги (допустимі норми). Розглянемо деякі з них.

1. **Органолептичні властивості: мутність** – це вміст у воді зважених речовин, допустиме значення - 1.5 мг/л. Визначається мутномірами, або ваговим методом; **прозорість** – здатність води пропускати промені світла. Допустима – стандартний шриффт повинен читатися на відстані не менш як за 30 см; **цвітність** – це колір води. Виражається в градусах платино-кобальтової шкали розділеної на 500<sup>0</sup>, допустима – 20<sup>0</sup>. До цього виду властивостей також відносяться смак і запах води та її температура.

2. **Хімічні властивості: загальна мінералізація** - це сумарна кількість мінеральних солей розчинених у воді. Визначається за сухим залишком після випаровування при температурі 105...110<sup>0</sup>С, допустима 1000 мг/л; **Жорсткість** – вона обумовлена вмістом у воді солей кальцію і магнію. Допустима - 0 7 мг. екв./л ( 1 мг. екв./л відповідає вмісту в 1 л води 20,04 мг іонів кальцію, або 12,16 мг іонів магнію; **водневий показник рН** – допустимий рН = 6,5...8,5.

3. **Бактеріологічні властивості** – це загальна кількість патогенних (хвороботворних) і сапрофітних бактерій, які містяться у воді. Допустимий загальний

таке активні гідротурбіни? Зобразіть схематично активну турбіну, поясніть принцип її дії. 10. Які сучасні гідротурбіни випускаються промисловістю? Де вони виготовляються в Україні? 11. Наведіть основні правила експлуатації гідротурбін. 12. Охарактеризуйте енергію вітру. 13. Що таке вітроенергетичні установи (вітродвигуни). Як вони класифікуються, для чого призначені. 14. Зобразіть схематично конструкцію лопатевої вітроустановки, поясніть призначення окремих їх вузлів, поясніть роботу і регулювання роботи. Як визначаються потужність вітродвигуна? 15. Охарактеризуйте сучасні вітроустанови, назвіть їх виготовлювача. 16. Наведіть основні правила експлуатації вітродвигунів.

## 5 ВОДНЕ ГОСПОДАРСТВО, СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКЕ ВОДОПОСТАЧАННЯ І ГІДРОМЕЛІОРАЦІЯ

### 5.1 Водні ресурси та їх використання

#### 5.1.1 Водні ресурси. Класифікація та їх характеристика

**Водні ресурси** - це запаси поверхневих і підземних вод певної території.

Отже, для водного господарства держави практичне значення мають ресурси поверхневих, в основному річкових, і підземних вод.

**Поверхневі води.** До поверхневих вод відносяться води річок, каналів, озер, водосховищ та ставів. Так як основними ресурсними водами в Україні є води річок, то про них і йтиметься нижче.

Середній річний стік річок України складає  $87,1 \text{ км}^3$ , з них доступними для використання вважається  $83,5 \text{ км}^3$ .

В Україні нараховується більше 71 тис. річок та струмків загальною довжиною біля 248 тис. км. Із них біля 63 тис. складають малі річки. Їх загальна довжина складає 136 тис. км. Із більш як 4 тис. річок мають площу водозбору до  $50 \text{ км}^2$ , 3,5 % -  $50...500 \text{ км}^2$  і лише 0,6 % характеризуються величиною водозбору більшою за  $500 \text{ км}^2$ .

Найбільшою річкою України являється Дніпро, що протікає з півночі на південь і ділить її територію на Правобережну та Лівобережну частини. Його водність складає  $1663 \text{ м}^3/\text{с}$ . Потім іде Дністер з водністю  $274 \text{ м}^3/\text{с}$ . До великих річок України відносяться також Сіверський Донець - водність  $159 \text{ м}^3/\text{с}$ , Південний Буг - водність  $137 \text{ м}^3/\text{с}$ . Річки Західний Буг, Тиса, Прут, Прип'ять, Десна і Псьол відносяться до середніх річок.

З метою зменшення впливу нерівномірності розподілу річкового стоку в часі і просторі, у водному господарстві широко застосовується його регулювання шляхом створення штучних водосховищ і ставів. В Україні нараховується біля 944 водосховищ з загальним корисним об'ємом  $26,3 \text{ км}^3$  і біля 26250 ставів з повним об'ємом води біля  $3 \text{ км}^3$ .

Більша частина регульованого стоку припадає на дніпровський каскад у кількості шести водосховищ з загальним об'ємом  $43,8 \text{ млрд. м}^3$  і корисним об'ємом  $18,5 \text{ млрд. м}^3$  (рис. 5.1 та 5.2). Усі вони мають комплексне призначення. Головними регуляторами стоку є Кременчуцьке і Каховське водосховища, порівняно невелику сезонну ємність має Київське. Решта водосховищ - Канівське, Дніпродзержинське, Дніпровське мають незначні регулюючі об'єми, які забезпечують добове або тижневе регулювання стоку. В таблиці 5.1 наведено основні параметри дніпровських водосховищ.

забезпечує механізований водопідйом і подачу води споживачам по системах трубопроводів. Іноді системи водопостачання називаються просто трубопроводами.

До складу систем водопостачання входять такі споруди та елементи: водозабірні споруди; насосні станції; очисні споруди (при необхідності); водонапірні споруди і водопровідні мережі.

Системи водопостачання класифікуються таким чином: за кількістю населених пунктів, які система забезпечує водою - групові та локальні; за ступінню централізації - централізовані, децентралізовані і комбіновані; за видом джерела води - системи з підземним, поверхневим та змішаними джерелами води; за способом подачі води - з механізованою подачею води, самотічні (гравітаційні) і комбіновані; за надійністю подачі води; за призначенням - господарського-питні, виробничі, протипожежні та об'єднані; за конструкцією водопровідної мережі - розімкнуті (тупикові) та кільцеві (див. підрозділ 1.3.12.3.)

**Групові системи** забезпечують водою декілька населених пунктів, а іноді і районів. Наприклад, Західний груповий водопровід, що розташований в Запорізькій області, забезпечує питною водою села Мелітопольського та Якимівського районів тієї ж області (джерело води Каховський магканал).

**Локальні системи** обслуговують один населений пункт або один об'єкт водоспоживання.

**Централізовані** - це системи водопостачання, які забезпечують водою всі об'єкти сільського населеного пункту з єдиною водопровідною мережі.

**Децентралізовані** - це системи при яких окремі комунальні чи господарські одиниці забезпечуються водою відокремлено (не залежно від інших об'єктів).

**Комбіновані** - це системи, при яких окремі групи споживачів забезпечуються водою централізованою системою, а решта - окремими локальними системами.

Системи з **підземним** джерелом води використовують підземні води. Системи з **поверхневим** джерелом води використовуються поверхневі води. В системах зі **змішаними** джерелами води одночасно використовуються підземні і поверхневі води.

В системах з **механізованою** подачею вода подається за допомогою насосів. **Самотічні** системи застосовуються у випадках, коли відмітка місця розташування водозабору перевищує відмітку території водоспоживання, внаслідок чого і створюється напір, за рахунок якого вода транспортується самотічно до споживачів.

**В комбінованих**, за способом подачі води, остання частково подається самотічно, а частково механізовано.

За **надійністю** подачі води системи сільськогосподарського водопостачання відносяться до **третьої категорії надійності** (при загальноприйнятих трьох категоріях) і в них допускаються перерви в подачі води до 1 доби.

За **призначенням** системи сільськогосподарського водопостачання є **об'єднаними**, тобто з однієї і тієї ж системи, як правило, одночасно задовольняються потреби господарсько-питного, виробничого та протипожежного водопо-

птахівництва (розведення водоплаваючих птахів) і ін.

Найважливішою складовою при використанні водних ресурсів є облік використання водних ресурсів. Згідно з основами водного законодавства в нашій державі, в процесі використання водних ресурсів, здійснюється державний облік використання вод та ведеться державний водний кадастр. Державному обліку підлягають всі водні об'єкти, які складають єдиний державний фонд, та води, які використовуються в усіх сферах виробництва. Ведеться статистичний облік використання і скидання вод.

**Водний кадастр** – це систематизована сукупність відомостей про водні ресурси країни.

В нашій державі існує автоматизована інформаційна система кадастра використання водних ресурсів. Базується вона на даних статистичного і оперативного обліку вод та на інших даних.

Як відзначалося вище, невід'ємною складовою водокористування є охорона водних ресурсів (вод).

**Охорона вод** – це система технічних, організаційних, правових і екологічних заходів, спрямованих на запобігання, обмеження і усунення наслідків забруднення, засмічування і виснаження водних об'єктів з метою задоволення оптимальних потреб населення та виробництва у воді нормативної якості для нинішніх та майбутніх поколінь.

Система заходів по охороні вод складається з профілактичних заходів, спрямованих на недопущення появи або обмеження нових джерел забруднення, засмічування і виснаження вод, і із заходів по усуненню несприятливого впливу господарської діяльності на стан водних об'єктів, яка розпочалася при використанні вод.

В процесі експлуатації водогосподарських об'єктів ці загальні положення конкретизуються в залежності від виду забруднюючого діючого чи потенційного факторів.

## 5.2 Сільськогосподарське водопостачання

### 5.2.1 Задачі, класифікація і особливості систем сільськогосподарського водопостачання.

**Сільськогосподарське водопостачання** – це забезпечення водою сільських споживачів в необхідній кількості та необхідної їй якості.

Сільськими споживачами води є сільське населення, тварини, агропромислові виробництва на селі, сільськогосподарська техніка і ін.

Здійснюється сільськогосподарське водопостачання в основному за допомогою систем водопостачання.

**Системою водопостачання** називаються комплекс споруд для отримання (добування) води з природних джерел, її очистки (у випадку необхідності), транспортування і розподілу між споживачами. Таким чином, система водопостачання

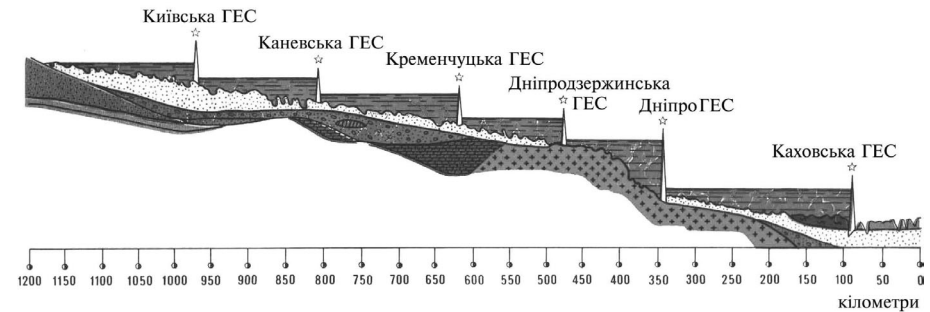


Рис. 5.1 Скорочений профіль р. Дніпро, з розташованим на ній каскадом ГЕС та водосховищ

Таблиця 5.1 Основні показники дніпровських водосховищ

Водосховище	Відмітки рівня, м			Об'єм, км <sup>3</sup>		Рік введення в експлуатацію
	Нормальний підпиртий рівень (НПР)	Рівень мертвого об'єму (РМО)	Загальна площа дзеркала, км <sup>2</sup>	повний	регулюючий	
Київське	103,0	101,5	922	3,7	1,2	1965
Канівське	91,5	91,0	675	2,6	0,3	1974
Кременчуцьке	81,0	75,8	2250	13,5	9,0	1961
Дніпродзержинське	64,0	63,0	567	2,5	0,5	1964
Дніпровське	51,4	49,0	410	3,3	0,7	1932
Каховське	16,0	12,7	2150	18,2	6,8	1956
Разом			6974	43,8	18,5	

В Україні нараховується біля 20 тис. озер. Найглибшим є озеро Світязь глибиною 58,4 м.

Основним джерелом забезпечення поверхневих вод є **круговорот води** в природі, тобто безперервний обмін вологою між атмосферою і землею поверхнею. Він складається з процесів випаровування, перенесення водяної пари в атмосферу, конденсації її в атмосфері, випадання опадів та стоку води (рис. 5.3).

Природні водні ресурси поверхневих вод вивчаються наукою **гідрологією**. Основними питаннями, якими займається гідрологія є:

1. Оцінка водних запасів і водного балансу окремих водних об'єктів або районів чи басейну в цілому.
2. Встановлення розрахункових величин річкового стоку для проектування гідротехнічних споруд.
3. Розрахунки випаровування з водної поверхні водойм та з поверхні річкових басейнів.
4. Оцінка температурного та льодового режимів річок та озер.
5. Вивчення питань формування річкових русел. Розрахунки замулення водосховищ та формування їх берегів.
6. Прогнози всіх основних елементів гідрологічного режиму (рівні, витрати, замерзання води, та-

нення криги та ін.). 7. Врахування впливу гідротехнічних споруд на водний потік для визначення ймовірних умов, в яких ці споруди будуть працювати. 8. Вивчення впливу людської діяльності на кількісні та якісні показники річкового стоку (регулювання стоку, меліорація земель, вирубка та насадження лісів і ін.). 9. Вивчення причин та джерел забруднення природних вод і розробка гідрологічних основ прийомів боротьби з цими небажаними впливами на водні ресурси.



Рис. 5.2 Каскад водосховищ на р. Дніпро

Згідно з цим, однією з основних характеристик річок і річкового стоку є площа водозбору, або басейн річки. Лінія, яка розмежовує в плані водозбірну площу однієї річки від іншої, називається *лінією водорозділу*.

бактеріологічному відношенні, відносно прісні, їм властиві високі смакові якості.

В цілому водні ресурси України обмежені і нерівномірно розосереджені по її території.

### 5.1.2 Водне господарство. Використання та охорона водних ресурсів

З ростом народонаселення і розвитком продуктивних сил суспільства постійно збільшується і водоспоживання.

Сукупність заходів по обліку, використанню природних водних ресурсів для потреб суспільства та їх охороні, які є частиною народного господарства держави, називається *водним господарством*.

Загальне управління водним господарством в нашій державі здійснюється Державним комітетом водного господарства.

Основними задачами в управлінні водним господарством є науково обґрунтований розподіл вод між водокористувачами з врахуванням першочергового задоволення питних і побутових потреб населення, раціональне використання водних ресурсів, скорочення об'ємів відбирання води з водних джерел і її втрат при транспортуванні то використанні; впровадження досягнень науково-технічного прогресу для запобігання негативного впливу господарської діяльності на водні об'єкти і ін. При управлінні використанням вод необхідно враховувати дані державного водного кадастру і обліку використання вод за єдиною системою водогосподарських балансів, басейнових і територіальних схем комплексного використання і охорони вод.

Отже, в системі водного господарства винятково важливими є заходи по водозабезпеченню і водорозподілу для нормальної роботи і розвитку всього народного господарського комплексу держави.

За офіційними даними, сільське господарство є основним споживачем води в загальнодержавних об'ємах водоспоживання.

При проектуванні водогосподарських об'єктів та використанні водних ресурсів слід керуватися комплексним їх використанням. **Комплексне використання водних ресурсів** – це одночасне забезпечення потреб у воді різних галузей народного господарства (енергетики, зрошувальних меліорацій і ін.) з метою найбільш ефективного їх використання.

У відповідності з цим, до складу водного господарства входять такі галузі: *гідроенергетика* – використання водної енергії, *водні меліорації* – зрошення в зонах недостатнього зволоження; *водопостачання та каналізація* населених пунктів, промислових і сільськогосподарських виробництв; *водний транспорт*; *використання водних надр* – рибоводство, використання корисних рослин та ін. Крім перерахованих галузей водного господарства можна назвати використання вод для санітарних цілей, благоустрою міст і селищ, спортивних заходів та інше.

Отже, при виникненні різних задач, пов'язаних з використанням водних ресурсів, та при їх реалізації слід передбачати розв'язання, з максимальним загальним ефектом, одночасно і других задач – зрошення, енергетики, риболовства,

нях від місця їх використання, а тому режим міжпластових вод менш пов'язаний з умовами живлення водоносного пласта і більш постійний, ніж режим ґрунтових вод. Якість води і дебіт (витрата) залишаються більш-менш постійними по всій області розповсюдження міжпластового водоносного горизонту.

Процес надходження води в ґрунти можна розділити на два етапи: усмоктування, яке відбувається внаслідок дії капілярних, сорбційних і, частково, гравітаційних сил; фільтрація – рух води в пористому середовищі під дією гравітаційних сил.

Обидва ці процеси уявляють собою складні випадки руху води. Однак другий етап - фільтрація, внаслідок меншої кількості впливаючих факторів вивчений більш детально і для нього одержані досить точні розрахункові рекомендації.

За гідрогеологічними умовами залягання підземних вод територія України районується на 12 гідрогеологічних районів (рис. 5.6).

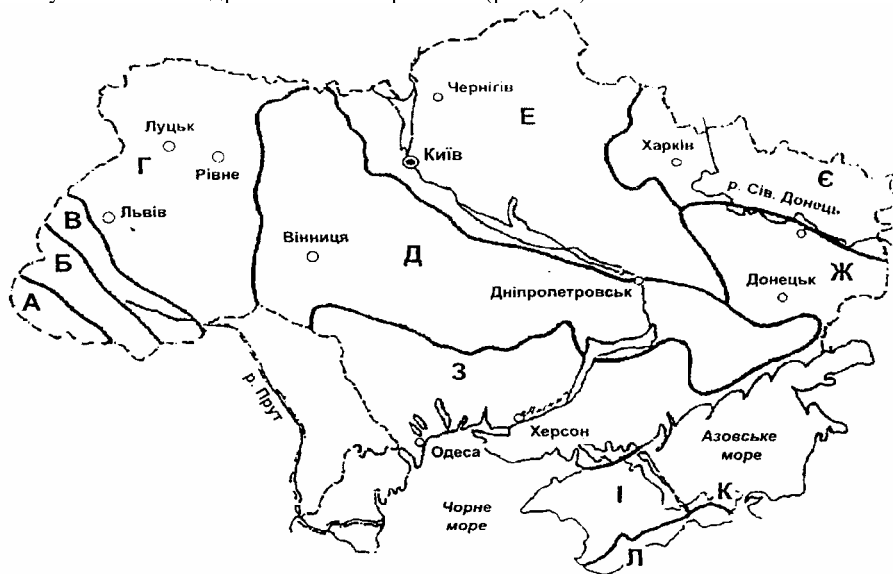


Рис. 5.6. Гідрогеологічні райони України: А - Закарпатський артезіанський басейн; Б - Карпатська складчаста область; В - Передкарпатський артезіанський басейн; Г - Волино-Подільський артезіанський басейн; Д - Український басейн тріщинних вод; Е - Дніпровський артезіанський басейн; Є - Донецько-Донський артезіанський басейн; Ж - Донецька гідрогеологічна складчаста область; З - Причорноморський артезіанський басейн; І - Рівнинно-Кримський артезіанський басейн; К - Азово-Кубанський артезіанський басейн; Л - гідрогеологічна складчаста область Гірського Криму.

Міжпластові води добре захищені водотривними породами, які їх перекривають, від попадання забруднень з поверхні землі і звичайно бувають чистими в

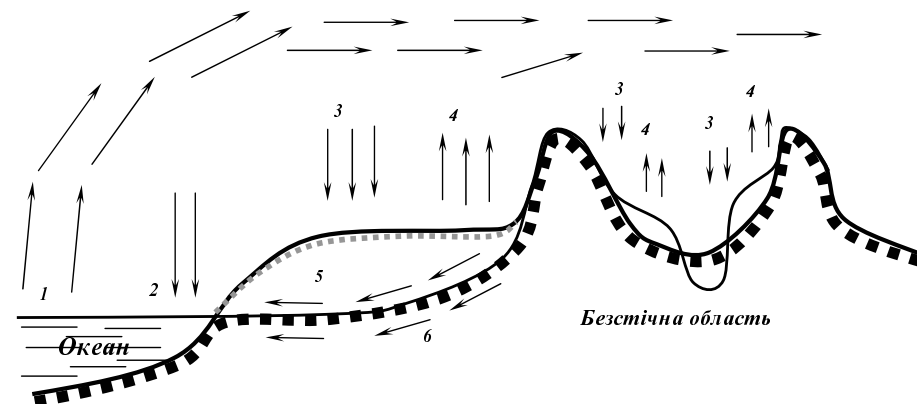


Рис. 5.3 Схема круговороту води в природі: 1 - випаровування з поверхні океану; 2 - опади на поверхню океану; 3 - опади на поверхню суші; 4 - випаровування з поверхні суші; 5 - річковий стік в океан; 6 - підземний стік в океан.

Вона уявляє собою перетин схилів суміжних водозборів. До площі водозбору будь-якого створу річки входять також водозбірні площі усіх притоків річки, розташованих вище створу, який розглядається. Основними гідрологічними категоріями (показниками), які описують водний стік є такі поняття.

**Витрата води**  $Q$ ,  $\text{м}^3/\text{с}$  - це кількість води, що протікає через поперечний переріз річки за одиницю часу. Витрата води може бути миттєвою, що характеризує водність річки в якийсь момент часу, або середньою за певний період (добу, декаду, місяць, рік).

**Об'єм стоку**  $W$ ,  $\text{м}^3$  - це кількість води, що протікає через поперечний переріз річки за деякий проміжок часу (добу, місяць, рік).

Об'єм стоку визначається за формулою

$$W = Q \cdot t, \quad (5.1)$$

де  $Q$  - середня витрати за даний період;  $t$  - час проміжку часу, с.

**Модуль стоку**  $M$ ,  $\text{м}^3/\text{с} \cdot \text{км}^2$  - це кількість води, що стікає з одиниці площі водозбору за одиницю часу.

Модуль стоку визначається за формулою

$$M = QF, \quad (5.2)$$

де  $F$  - площа водозбору,  $\text{км}^2$ .

**Шар стоку**  $h$ , мм - це висота шару води, яку можна отримати, якщо об'єм стоку рівномірно розподілити по всій площі водозбору річки. Шар стоку визначається за формулою

$$h = W / F \quad (5.3)$$

**Модульний коефіцієнт**  $K$  - це відношення характеристик стоку за будь-який період до середнього багаторічного значення їх, тобто

$$K = \frac{Q_i}{Q_0} = \frac{W_i}{W_0} = \frac{M_i}{M_0} = \frac{h_i}{h_0}, \quad (5.4)$$

де  $Q_i$ ,  $W_i$ ,  $M_i$ ,  $h_i$  - показники стоку за прийнятий період;  $Q_0$ ,  $W_0$ ,  $M_0$ ,  $h_0$  - показники середнього багаторічного значення стоку.

**Коефіцієнт стоку  $\alpha$**  - це відношення шару стоку  $h$  за будь який період до шару опадів  $H$  за цей же період

$$\alpha = h / H. \quad (5.5)$$

Очікувані значення величин стоку і його коливань в гідрології визначаються на підставі закономірностей зміни стоку, які спостерігалися раніше. Оскільки зміни річного стоку мають випадковий характер, то для аналізу цих змін застосовуються методи математичної статистики і теорії імовірностей.

Припустимо, що маємо  $N$  спостережень за річковим стоком. Приймемо весь період спостережень за 100 %, тоді кожен рік по відношенню до всього періоду складе  $100/N$  %, отже, найбільша витрата води в річці за період спостережень має забезпеченість  $100/N$  %, слідуюча за величиною витрата -  $2 \times 100/N$  %, а

остання -  $\frac{N}{N} \cdot 100 = 100\%$  забезпеченості. Таким чином, забезпеченість любого числа ряду можна виразити формулою

$$A = \frac{m}{N} \cdot 100, \% \quad (5.6)$$

де  $m$  - порядковий номер числа в ряду спостережень, розташованих за зменшенням значень;  $N$  - кількість усіх членів ряду.

Графічне зображення залежності витрати стоку від процента його забезпечення дає криву забезпеченості (рис. 5.4.)

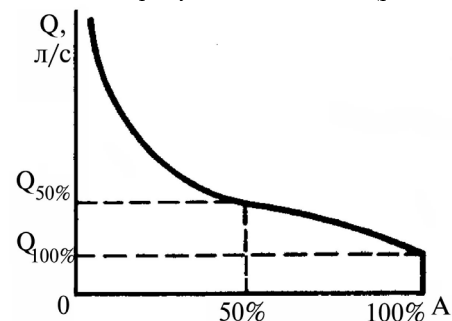


Рис. 5.4 Крива забезпеченості стоку.

Балансові прогностні ресурси підземних вод в Україні становлять  $21 \text{ км}^3/\text{рік}$ , або  $57,4 \text{ млн. м}^3/\text{доб}$ . Середня забезпеченість прогностних ресурсів підземних вод на  $1 \text{ км}^2$  території складає -  $34,7 \text{ тис. м}^3/\text{рік}$ , або  $95 \text{ м}^3/\text{доб}$ ; на одного жителя  $416 \text{ м}^3/\text{рік}$ , або  $1,13 \text{ м}^3/\text{доб}$ .

Сумарні експлуатаційні запаси підземних вод становлять  $5,6 \text{ км}^3/\text{рік}$ , або  $15,3 \text{ млн. м}^3/\text{доб}$ , на одного жителя -  $110 \text{ м}^3/\text{рік}$ . Підземні води становлять 17 % в

По кривій забезпеченості визначається розрахункова витрата води заданої забезпеченості. Залежно від характеру водоспоживача приймається різний процент забезпечення: для водопостачання - 70...90 %, для зрошення - 75...95 %, для цілей енергетики - 75...95 %, для водного транспорту 85...95 %.

**Підземні води.** Це води, які розташовані нижче поверхні землі і містяться в порожнинах гірських порід.

Балансові прогностні ресурси підземних вод в Україні становлять  $21 \text{ км}^3/\text{рік}$ , або  $57,4 \text{ млн. м}^3/\text{доб}$ . Середня забезпеченість прогностних ресурсів підземних вод на  $1 \text{ км}^2$  території складає -  $34,7 \text{ тис. м}^3/\text{рік}$ , або  $95 \text{ м}^3/\text{доб}$ ; на одного жителя  $416 \text{ м}^3/\text{рік}$ , або  $1,13 \text{ м}^3/\text{доб}$ .

Сумарні експлуатаційні запаси підземних вод становлять  $5,6 \text{ км}^3/\text{рік}$ , або  $15,3 \text{ млн. м}^3/\text{доб}$ , на одного жителя -  $110 \text{ м}^3/\text{рік}$ . Підземні води становлять 17 % в

загальному водоспоживанні країни і 54 % в господарсько-питному водопостачанні.

Для сільського господарства підземні води мають виключно важливе значення, так як вони є основним джерелом для водопостачання та частково і для зрошення. Підземні води діляться на ґрунтові і міжпластові.

**Ґрунтові води** - це води які просочуються і накопичуються в верхньому водопроникному пластві непокритому зверху водонепроникним (водотривним) пластом (рис. 5.5). Ґрунтові води мають живлення по всій площі їх розповсюдження. Тому режим ґрунтових вод звичайно відрізняється непостійністю і, в значній мірі, залежить від кількості опадів, що випадають на поверхні землі. Неглибокі ґрунтові води можуть легко забруднюватися рідинами, які просочуються зверху. Чим глибше розташовані ґрунтові води, тим вони менше забруднені і режим їх менше залежить від атмосферних опадів.

При використанні ґрунтових вод для питного водопостачання необхідно забезпечити відповідний санітарно - технічний нагляд зони водозабору.

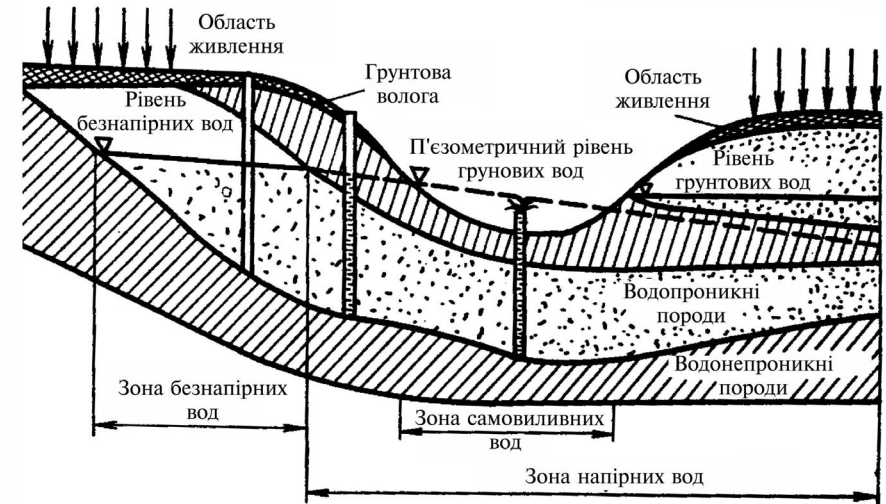


Рис. 5.5 Схема залягання підземних вод.

**Міжпластові води** - це води які залягають в водоносному пластві, який, в свою чергу, розташований між водотривними пластами. На протилежність ґрунтовим, міжпластові води частіше бувають напірними (**артезіанськими**), а тому вода в колодязях чи свердловинах, які прорізують міжпластовий напірний горизонт, піднімається і встановлюється на деякому рівні вище верхнього водотриву (покрівлі), який перекриває водоносний пласт (рис. 5.5). Іноді п'єзометричний рівень води може бути вище поверхні землі, тоді вода із свердловини буде самовиливатися (фонтанувати).

Області живлення артезіанських вод часто знаходяться на великих відста-

**Механізація поливу дощуванням.** Полив дощуванням, здійснюється за допомогою спеціальних машин, які називаються дощувальними (ДМ), або стаціонарних установок. Слід відзначити, що цей спосіб поливу повністю механізовано, що і є однією з найважливіших підстав для його широкого застосування.

Дощувальні установки і дощувальні машини певним чином класифікуються. По характеру руху (роботи) вони діляться на машини фронтальної дії - ДДА-100МА, "Дніпро", "Кубань", "Волжанка" і ін. і машини обертової дії - "Фрегат". По ширині смуги поливу вони діляться на широкозахватні - "Дніпро", "Кубань", "Фрегат", "Волжанка" та вузькозахватні - ДДА-100 МА, ДДН-70 і ДДН-100, по виду конструкції машини вони діляться на самохідні - "Дніпро", "Кубань", "Фрегат", "Волжанка" та навісні ДДА-100 МА, ДДН-70 та ДДН-100. Залежно від дальності польоту струмینی води дощувальні машини діляться на короткострумінні - з дальністю польоту струмینی до 10 м - ДДА-100 МА, середньострумінні - з дальністю польоту струмینی 20...25 м - "Дніпро", "Кубань", "Фрегат", "Волжанка", розбірно-переносні установки типу КІ-50 і інші, та дальньострумінні - з дальністю польоту струмینی більше 40...70 м - ДДН-70 та ДДН-100. По технології поливу вони діляться на позиційні - "Дніпро", ДДН-70, ДДН-100 і такі, що поливають рухаючись - "Фрегат", "Кубань", ДДА-100 МА. Є й інші види класифікації дощувальних машин, установок та систем.

Люба дощувальна машина чи установка уявляє з себе водопровідний трубопровід (водопровідний пояс) обладнаний дощуетворювачами, а в дощувальних машин, і засобом пересування.

Отже, водопровідний пояс улаштовується із тонкостінних сталевих, або алюмінієвих труб (діаметр буде названо при розгляді конструкції окремих машин). Дощуетворювачі діляться на дощувальні насадки та апарати (рис. 5.62 і 5.63).

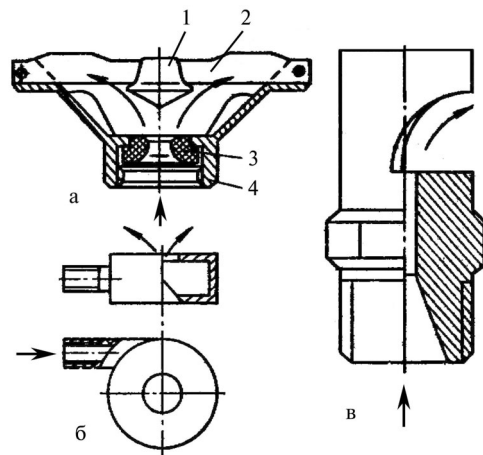


Рис. 5.62 Дощувальні насадки: а - дефлекторна: 1 - дефлектор; 2 - планка; 3 - сопло; 4 - корпус насадки; б - відцентрова; в - секторна.

дається водопідйомним трубопроводом, який іноді називають водопідйомною трубою. Він улаштовується із сталевих труб з муфтовим різьбовим з'єднанням. Водопідйомний трубопровід підвішується на опорній плиті, а до його нижньої частини на різьбі підвішується занурювальний насос. Діаметр трубопроводу регламентується (обмежується) діаметром вихідного патрубку занурювального насоса і становить для насосів ЕВВ 6 і ЕВВ 8 - 80 мм, для насосів ЕВВ 10 і ЕВВ 12 - 90 мм, для насосів більшого діаметра не більш як 100 мм. Слід пам'ятати, що штучно (без обґрунтування) збільшений діаметр водопідйомного трубопроводу може викликати згорання електродвигуна електронасоса.

Піднята по водопідйомному трубопроводу вода подається в водопровідну мережу та в напірно-регулюючі споруди (башти). Схема компоновки водозбірної вузла показана на рисунку 5.20.

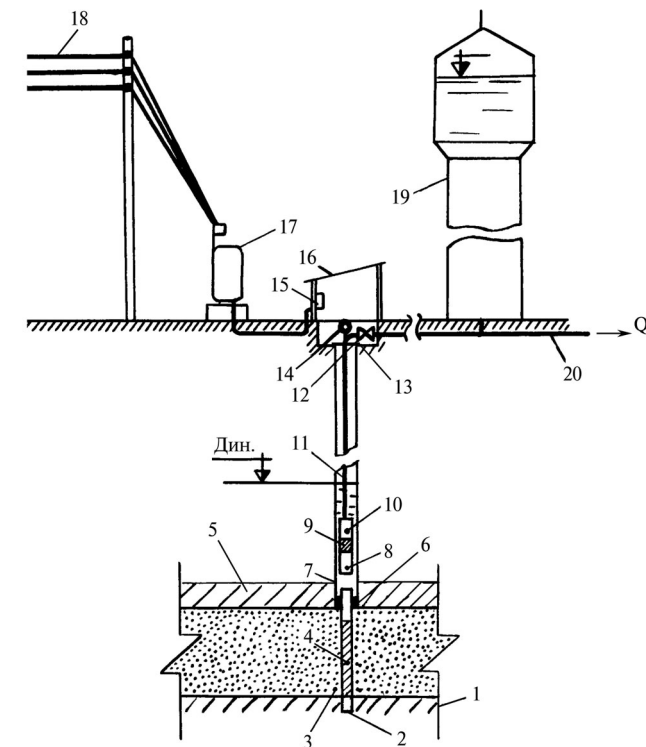


Рис. 5.20 Схема компоновки водозбірної вузла: 1 - нижній водотрив; 2 - відстійник; 3 - водоносний пласт; 4-фільтр; 5 - верхній водотрив; 6 - ушільнення (замок); 7 - обсадна труба; 8- електродвигун; 9 - водоприймальна сітка; 10 - насос; 11 - водопідйомний трубопровід; 12 - опірня плита; 13 - засувка; 14 - манометр; 15 - шафа управління; 16 - надбудівля (будівля насосної станції); 17 - трансформатор; 18 - лінія електропередач; 19 - водонапірна башта; 20 - транспортувальний водопровід.

**Грунтові води** переважно забираються за допомогою шахтних колодязів. **Шахтний колодязь** – це також (як і свердловина) вертикальна циліндрична чи квадратна гірнична виробка в земній корі, але відносно великого поперечного розміру і невеликої глибини – до 30...40 м (в основному до 10 м.) (рис.5.21). Діаметр шахтних колодязів круглого перерізу більше 1м, а при квадратній формі розміри поперечного перерізу 1×1м. Улаштовуються шахтні колодязі шляхом копання вручну або механізованого буріння (круглих колодязів) установкою КШК - копач шахтних колодязів. Для запобігання обвалювання стінок ствол колодязя закріплюється переважно залізобетонними кільцями чи монолітно. Оголовок шахтного колодязя призначений для захисту від забруднення колодязя зверху.

Вода із шахтних колодязів забирається механізовано (за допомогою насоса), або вручну (відерний водопідйом).

При ручному водопідйомі на оголовку улаштовується підйомний пристрій типу “коловорот”, чи “журавель”.

**Поверхневі води** забираються за допомогою водозабірних споруд, конструкція яких залежить від типу поверхневого джерела (річка, канал чи ін.) та його особливостей. Для забирання води з річок застосовуються два типи водозаборів - берегові і руслові. У водозаборів **берегового типу** водоприймальник суміщається з береговим колодязем і його водоприймальні отвори завжди доступні для обслуговування, що й гарантує їх безперебійну роботу (рис. 5.22, а). Але вони застосовуються при наявності крутого, стійкого і незатоплюваного, під час паводків, берега. При відсутності цих умов застосовуються **руслові водозабори** (рис. 5.22, б). При цьому типі водозабору водоприймальний пристрій виноситься в річку на певну відстань від берега.

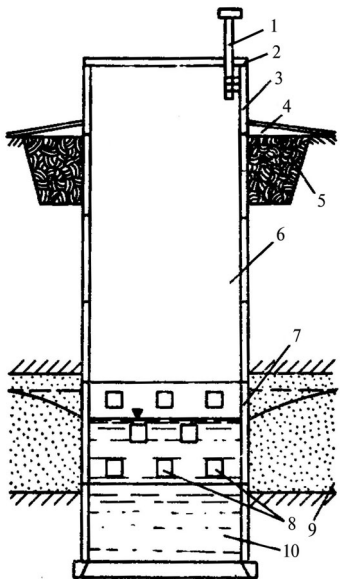


Рис. 5.21. Схема шахтного колодязя: 1 – вентиляційна труба; 2 – кришка; 3 – оголовок; 4 – відмітка; 5 – глиняний замок; 6 – ствол; 7 – водоприймальна частина; 8 – водоприймальні вікна; 9 – водоносний пласт; 10 – зумпф (водозабірна частина).

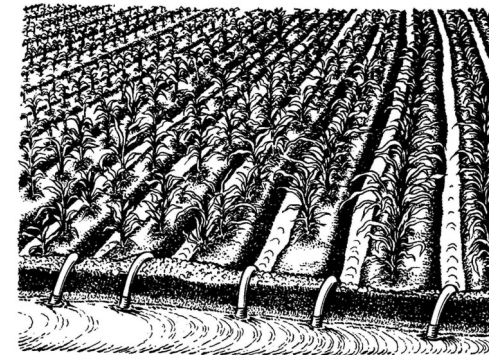


Рис. 5.59 Полив кукурудзи по борознах з подачею води в них сифонами.

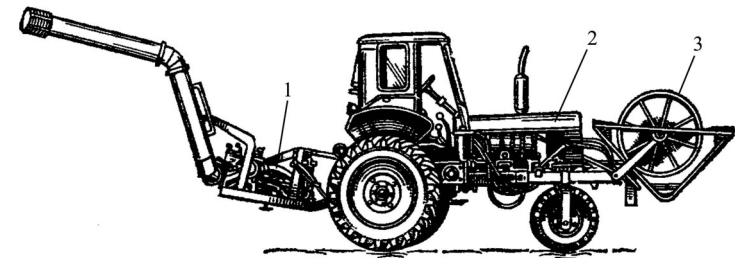


Рис. 5.60 Загальний вигляд пересувного поливного агрегату ППА 165 У: 1 - насосний агрегат; 2 - трактор; 3 - пристрій для розкладання і намотування гнучкого трубопроводу (шланга).

Агрегат ППА-165 У забирає воду із тимчасового зрошувача за допомогою насоса, навішеного на ньому ж, а розсереджує її по поливних борознах шлангом в якому через 0,6 або 0,9 м зроблені отвори, через які вода і надходить безпосередньо в борозни. Існують і інші засоби механізації як борознового поливу так і поливу по смугах (рис.5.61).



Рис. 5.61 Полив по борознах з подачею води в борозни за допомогою гнучкого трубопроводу.



КЗУ-0,3 (рис. 5.56), а поливні борозни нарізаються культиваторами - рослинорозпувачами навісними КРН-4,2 (4,2 - ширина захвату, м) (рис. 5.57).

При поливі по борознах (для подачі води в борозни) застосовуються засоби "малої механізації" - сифони, чи трубки (рис. 5.58). Для механізованої подачі води в поливні борозни застосовується поливний пересувний агрегат ППА-165У (165 - орієнтовна подача води, л/с) (рис. 5.59).

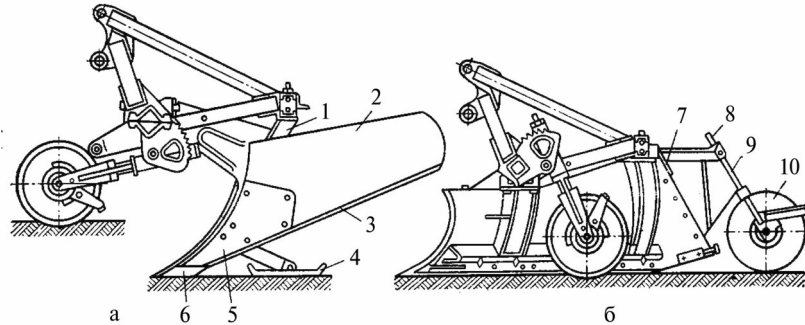


Рис. 5.56 Універсальний каналокочувач-зарівнювач (КЗУ-0,3): а - з каналокочувачем, б - з зарівнювачем каналів: 1 - стойка; 2 - відвал; 3 - ніж; 4 - опірня лижа; 5 - груді; 6 - леміш; 7 - розрівнювача дошка; 8 - стойка котка; 9 - втулка; 10 - коток.

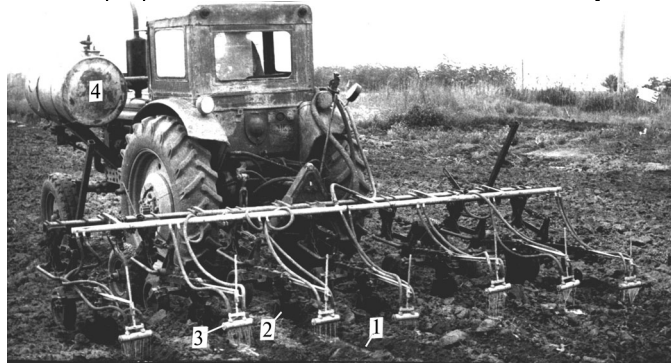
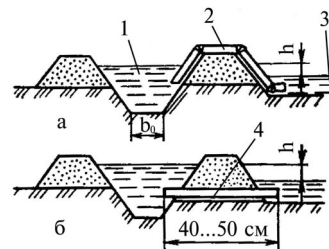


Рис. 5.57 Нарізка поливних борозен культиватором КРН-4,2 з внесенням розчину мінеральних добрив: 1 - поливна борозна; 2 - борозновик (борозноутворювач); 3 - реконструйований розпилювач мінеральних добрив; 4 - бак підкормлювача-обприскувача універсального (ПОУ).

Рис. 5.58 Подача води в поливні борозни сифонами і трубками: а - за допомогою переносних сифонів; 1 - тимчасовий зрошувач; 2 - переносний сифон; 3 - поливна борозна;  $h$  - напір;  $b_0$  - ширина тимчасового зрошувача по дну; б - за допомогою водовипускних трубок: 4 - поливна трубка.



Усі елементи конструкції водозаборів проектується з врахуванням конкретних умов, а водопропускні пристрої та лінії проектується на підставі гідравлічних розрахунків.

### 5.2.5.2 Водопровідні насосні станції

**Насосною станцією** називається комплекс гідротехнічних споруд і обладнання призначених для забирання води із джерела і подачі її в напірний резервуар, або в розподільчу мережу.

До складу вузла будь-якої насосної станції входять: будівля насосної станції, водоприймальна частина (колодязь чи оголовок з самотічними трубами), гідромеханічне обладнання, допоміжне обладнання (вантажопідійомники, вентиляція і ін.).

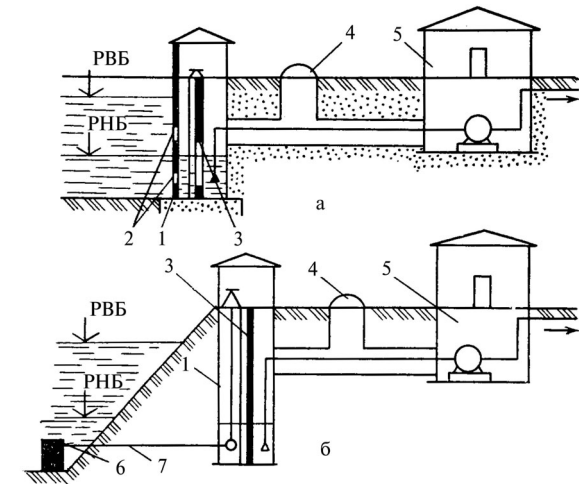


Рис. 5.22 Річкові водозабори: а - береговий роздільний; б - русловий; 1 - водозабірний колодязь; 2 - вікна; 3 - сітка; 4 - галерея; 5 - насосна станція першого водопідйому; 6 - оголовок; 7 - самотічна лінія.

При **підземному джерелі води** будівля насосної станції може бути надземною і підземною. Вони улаштовуються безпосередньо над свердловиною. **Надземна будівля** уявляє собою павільйон, стіни якого улаштовуються із цегли чи інших стінових матеріалів, а покрівля із збірного залізобетону (плита), або шиферу (рис. 5.20). В залізобетонній плиті улаштовується монтажний люк для підняття насоса, а при шиферній покрівлі для підняття насоса з покрівлі знімається лист шиферу, розташований безпосередньо над свердловиною. **Підземна будівля** улаштовується у вигляді колодязя круглої чи прямокутної форми (рис. 5.23).

В якості гідромеханічного обладнання, як відзначалося вище, застосовуються насоси ЕВВ. Насос підбирається по максимальній годинній витраті води у

системі водопостачання, тобто подача води насосом повинна забезпечувати витрату води системою в годину максимального водоспоживання. Напір  $H_H$ , при підбиранні насоса, визначається за залежністю

$$H_H = H_G + h_v, \quad (5.12)$$

де  $H_G$  - геометрична висота підняття води;  $h_v$  - втрати напору в водопідйомному трубопроводі.

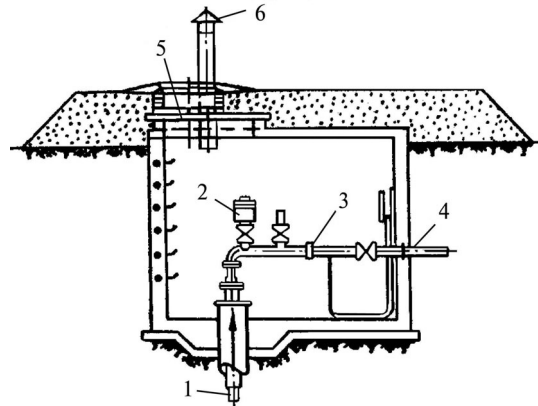


Рис. 5.23. Підземна насосна станція з занурювальним насосом: 1 – свердловина; 2 – вантуз; 3 – водомір (дифманометр); 4 – напірний трубопровід; 5 – монтажний люк; 6 – вентиляційний дефлектор; 7 – земляна обсіпка.

В даному випадку геометрична висота підняття води  $H_G$  визначається за залежністю

$$H_G = (h_0 + 1) + H_6 + h_{ок}, \quad (5.13)$$

де  $h_0$  - глибина залягання динамічного рівня води; 1 – мінімальна глибина занурення насоса нижче динамічного рівня води (один метр);  $H_6$  - висота башти;  $h_{ок}$  - висота стовпа води в баку.

Для підняття води із свердловин можуть застосовуватися і вітроводопідйомні установки з поршневыми насосами (рис. 5.24).

При поверхневому джерелі води насосні станції діляться на першого і другого водопідйому. Насосна станція першого водопідйому подає воду із джерела на очисні споруди, а другого - очищену воду споживачам. Будівлі цих насосних станцій мають прямокутну форму в плані. Стіни їх улаштовуються із цегли та інших стінових матеріалів, перекриття - із залізобетонних плит. В якості гідромеханічного обладнання в них використовуються відцентрові насоси типів “К” чи “Д”. В будівлі насосної станції розташовується допоміжне обладнання (рис. 5.25).

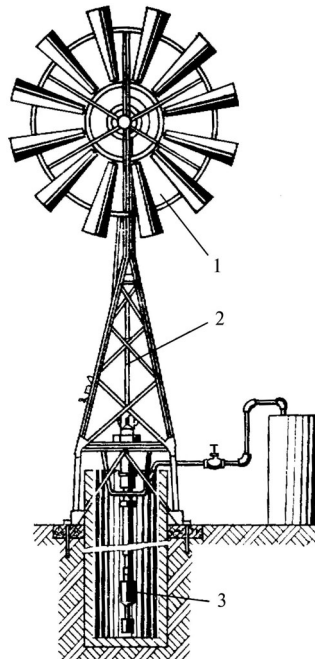


Рис. 5.24. Вітроводопідйомна установка: 1 – вітродвигун; 2 - штанга; 3 - поршневий насос.

Основним питанням експлуатації зрошувальних систем є реалізація планів водокористування, якими визначаються об'єми забору води із джерела і календарний розподіл її між господарствами-водоспоживачами, а також в самих господарствах. Планування водокористування розпочинається з господарств. Поливи сільськогосподарських культур здійснюється згідно з оперативним графіком поливів.

Другим важливим питанням експлуатації зрошувальних систем є забезпечення капітальних, поточних та аварійних ремонтів. При експлуатації зрошувальних систем періодично проводиться очистка каналів та гідротехнічних споруд.

Гідромеханічне обладнання насосних станцій, поливна техніка і інше обладнання експлуатуються згідно з інструкціями заводів-виготовлювачів з врахуванням конкретних умов використання цього обладнання.

**Техніко-економічні показники зрошувальних систем.** Основними технічними показниками, які характеризують зрошувальну систему є такі показники.

**Валова площа системи  $F$ , га** - це площа в межах якої розташована (діє) зрошувальна система. Наприклад, валова площа Каховської зрошувальної системи, при повному завершенні її будівництва, повинна скласти біля одного млн. га.

**Площа бруто  $F_{бр}$ , га** - це площа яка включає, крім зрошуваної площі, площі зайняті дорогами, лісосмугами, каналами і ін.

**Площа нетто  $F_{нт}$ , га** - це чисто зрошувана площа.

**Коефіцієнт земельного використання -  $KЗВ$**  - це відношення площі нетто  $F_{нт}$  до площі бруто  $F_{бр}$ , тобто,  $KЗВ = F_{нт}/F_{бр}$

**Коефіцієнт корисної дії -  $ККД$**  - це відношення корисно використаної води  $W_{кор}$  до об'єму її, який забирається в систему  $W_0$ , тобто,  $ККД = W_{кор}/W_0$ .

**Капіталовкладення  $K$ , грн.** - це вартість будівництва системи. Визначається вона кошторисом і включає вартість усіх матеріалів та робіт по будівництву системи.

**Вартість одного гектара зрошення  $B_z$ , грн./га** - це капіталовкладення  $K$  поділені на площу нетто  $F_{нт}$ , тобто,  $B_z = K/F_{нт}$ .

Крім названих, є ще ряд інших техніко-економічних показників зрошувальних систем, які за обмеженістю можливостей тут не розглядаються детально - це річні експлуатаційні затрати, собівартість одного метра кубічного води, встановлена потужність гідросилового обладнання і ін.

### 5.3.1.3 Механізація зрошення (поливів)

**Механізація поверхневих поливів.** Насамперед слід відзначити, що поверхневий полив відносно мало механізований, що і є певним стримуючим фактором, що до його розповсюдження.

При поверхневому поливі тимчасові зрошувачі, якими вода подається до поливних борозен, нарізаються та зарівнюються каналокочапами - зарівнювачами

стосовується дренаж. **Дренаж** – це система трубопроводів (дрен, колекторів, або свердловин) по яких ґрунтові води відводяться з певної території з подальшим транспортуванням їх в природні водотоки. Дренаж буває двох видів – горизонтальний і вертикальний. **Горизонтальний дренаж** улаштовується у вигляді мережі горизонтальних трубопроводів або відкритих дрен. **Вертикальний дренаж** улаштовується у вигляді свердловин з яких вода відкачується насосами і транспортується в природні водотоки. **Дрени** – це горизонтальні збирачі ґрунтової води і улаштовуються вони із гончарних або азбестоцементних перфорированих (тобто з просверленими отворами) труб діаметром 50...200 мм (рис. 5.55). Вода в дрени надходить через щілини (0,5...1 мм) між сусідніми гончарними трубками, або через отвори, у випадку азбестоцементних труб. Для запобігання замулювання труби обмотують склотканиною або скловатою. Вода в дренах рухається в безнапірному режимі, за рахунок нахилу дрен. Нахил дрен складає 0,0005...0,002. Відстань між дренами - 200...550 м.

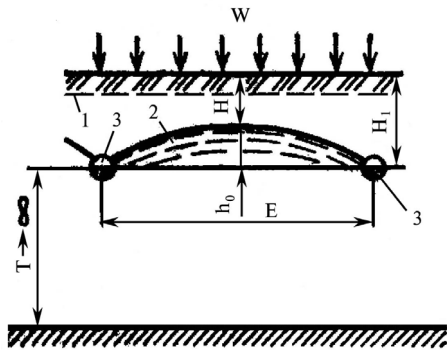


Рис. 5.55 Схема пониження рівня ґрунтових вод горизонтальним дренажем: 1 - рівень ґрунтових вод до побудови дренажу; 2 - депресійна крива ґрунтових вод при дренажі; 3 - горизонтальні дрени; H - критична глибина ґрунтових вод; T - відстань від дрени до водотриву; W - інфільтрація; E - відстань між дренами.

**Колектори** – це трубопроводи якими вода збирається з дрен і транспортується до природного водотоку, або до дренажної насосної станції (ДНС), якою вода перекачується, також, в природній водотік.

**Елементи експлуатації зрошувальних систем.** Експлуатація зрошувальних систем здійснюється експлуатаційними організаціями і їх експлуатаційним персоналом. Завданням експлуатації зрошувальних систем є забезпечення їхньої надійної роботи та недопущення негативного впливу зрошення на навколишнє середовище.

Державні зрошувальні системи експлуатуються організаціями системи Держкомітету України з питань водного господарства та меліорації. Зрошувальні ділянки господарств експлуатуються експлуатаційним персоналом, що входить до складу цих господарств.

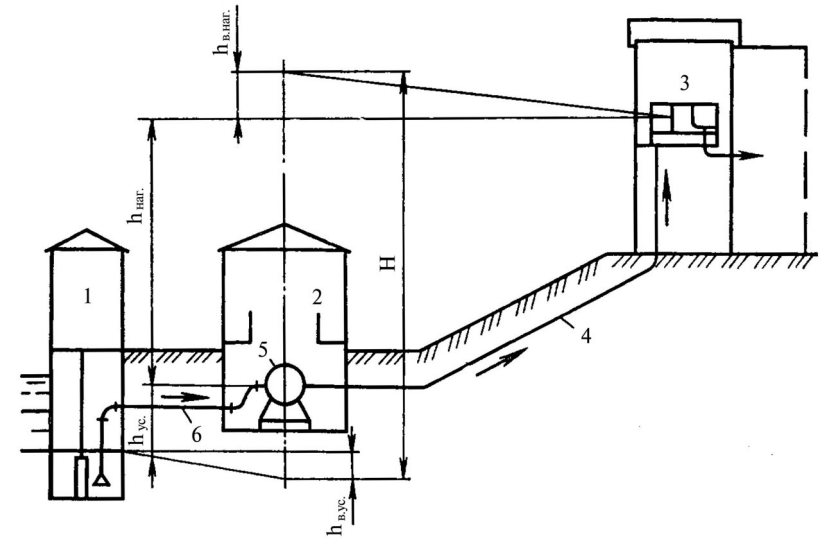


Рис. 5.25. Схема насосної станції першого водопідйому: 1 – водоприймальний колодязь; 2 – будівля насосної станції; 3 – очисні споруди; 4 – нагнітальний трубопровід; 5 – відцентровий насос; 6 – усмоктувальна труба.

Подача насосної станції першого водопідйому визначається за формулою

$$Q = \alpha W_{\text{доб. макс}} / T, \quad (5.14)$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт, який враховує витрату води на експлуатаційні потреби ( $\alpha = 1,025 \dots 1,08$ );  $W_{\text{доб. макс}}$  - максимальний добовий об'єм води, яка подається системою споживачам;  $T$  - кількість секунд в добі (86400).

Повний напір згідно з рис. 5.25 визначається за залежністю

$$H = h_{\text{ус}} + h_{\text{наг}} + h_{\text{в. ус}} + h_{\text{в. нагн.}}, \quad (5.15)$$

де  $h_{\text{ус}}$  - висота усмоктування;  $h_{\text{наг}}$  - висота нагнітання;  $h_{\text{в. ус}}$  - втрати напіру в усмоктувальному трубопроводі;  $h_{\text{в. нагн.}}$  - втрати напіру в нагнітальному трубопроводі.

Аналогічно розраховуються показники і насосної станції другого водопідйому.

### 5.2.5.3 Напірно-регулюючі споруди

Напірно-регулюючі споруди призначені для регулювання витрати води, вирівнювання напірів в мережі і підвищення надійності роботи систем водопостачання. До них відносяться водонапірні башти, резервуари і гідропневматичні установки.

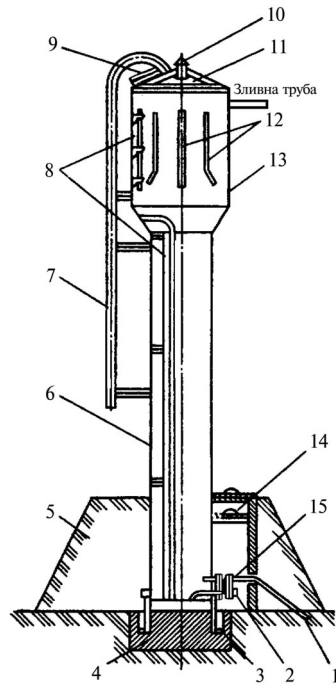


Рис. 5.26. Водонапірна башта конструкції інженера Рожновського: 1 – подавально-відвідна труба; 2 – грязевий (спорожнювальний) патрубок; 3 – анкерні болти; 4 – фундамент; 5 – земляна обсіпка; 6 – стовбур; 7 – зовнішня драбина; 8 – внутрішня драбина; 9 – люк; 10 – вентиляційна труба з блискавководом; 11 – кришка бака; 12 – льодоутримувачі; 13 – бак; 14 – оглядовий колодязь; 15 – засувка.

башти  $W_6$  визначається за залежністю

$$W_6 = Q_n / 4 \cdot n_{oon}, \quad (5.17)$$

де  $Q_n$  – подача насоса,  $\text{м}^3/\text{год}$ , в годину максимального водоспоживання;  $n_{oon}$  – допустима кількість включень насоса на годину, 2...6.

**Резервуари.** Це споруди призначені для зберігання господарських, проти-пожежних, технологічних і аварійних запасів води. Вони класифікуються: за при-

**Водонапірні башти.** Це напірно-регулюючі споруди, у яких бак розташований на штучній опорі і піднімається над поверхнею землі. Розташовують водонапірні башти у місці з найвищою відміткою поверхні землі на початку, в центрі, або в кінці водопровідної мережі, але як найближче до неї. Навколо башти улаштовується зона санітарної охорони радіусом 15м. Найбільш розповсюдженими є металеві башти – колони заводського виготовлення конструкції інженера Рожновського (рис. 5.26). Вони мають висоту 12, 15 і 18 м і об'єм бака 15, 25 і 50  $\text{м}^3$ . Основними складовими частинами башти є стовбур і розташований на ньому бак. Вода в башту подається і забирається з неї трубопроводом приєднаним до нижньої частини стовбура (нижнє живлення). При заповненні башти водою надлишок її, до відключення насоса, витікає по переливній трубі і падає на землю біля башти.

Висота водонапірної башти  $H_6$  визначається після гідравлічного розрахунку водопровідної мережі і визначення диктуючої точки за формулою

$$H_6 = H_{o.m.} + \sum h_6 + (z_d - z_6), \quad (5.16)$$

де  $H_{o.m.}$  – вільний напір в диктуючій точці;  $\sum h_6$  – сума втрат напору води на шляху від башти до диктуючої точки;  $z_d$  – відмітка поверхні землі в диктуючій точці;  $z_6$  – відмітка поверхні землі в місці розташування башти.

**Диктуючою** називається точка в системі водопостачання в яку найскладніше подати воду.

Регулюючий об'єм бака водонапірної

Для подачі води при зрошенні порівняно невеликих або тимчасово зрошувальних ділянок застосовуються пересувні (на колісному ході, або на рамі – саянях) насосні станції (рис.5.54).

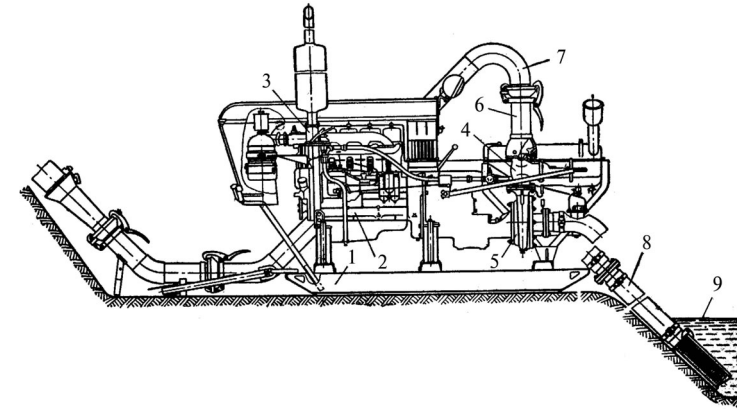


Рис. 5.54 Пересувна (на рамі-саянях) насосна станція СНП-25/60: 1 – рама; 2 – двигун; 3 – вакуумсистема заповнення насоса водою; 4 – засувка; 5 – насос-редуктор; 6 – зворотний клапан з патрубком; 7 – напірне коліно; 8 – усмоктувальний трубопровід; 9 – джерело води.

При проектуванні зрошувальних насосних станцій їх технічні показники (подача і напір) визначаються таким чином

Подача зрошувальної насосної станції визначається з міркувань, що на зрошувальній ділянці одночасно можуть працювати 75...80 % дощувальних машин від їх загальної кількості на цій ділянці і визначається за формулою

$$Q_{n.cm} = (0,75...0,8)qn, \quad (5.21)$$

де  $q$  – витрата води однією дощувальною машиною;  $n$  – кількість дощувальних машин на зрошуваній ділянці.

Напір насосної станції визначається за формулою

$$H = H_{vil} + H_{\Gamma} + h_6, \quad (5.22)$$

де  $H_{vil}$  – вільний напір на гідранті чи водовипуску;  $H_{\Gamma}$  – геометрична висота підняття води;  $h_6$  – втрати напору в трубопроводі.

**Дренаж на зрошувальних землях.**

Дренаж на зрошувальних землях застосовується у випадках коли рівень мінералізованих ґрунтових вод розташований вище критичної глибини.

**Критичною** називається глибина залягання ґрунтових вод, з якої вони можуть підніматися на поверхню землі, за рахунок капілярного підняття, і випаровуватись, викликаючи засолення ґрунтів.

Отже, для пониження рівня ґрунтових вод, у вищезазначеному випадку, і за-

Комплектуються ці насосні станції також переважно вісьовими насосами.

Насосні станції підкачки (НСП) призначені для подачі води безпосередньо на зрошувані поля і є останнім ступенем в ланцюгу подачі води на зрошувані поля. На рис. 5.52 показана одна з таких насосних станцій. Комплектуються такі насосні станції переважно відцентровими насосами типу “Д”.

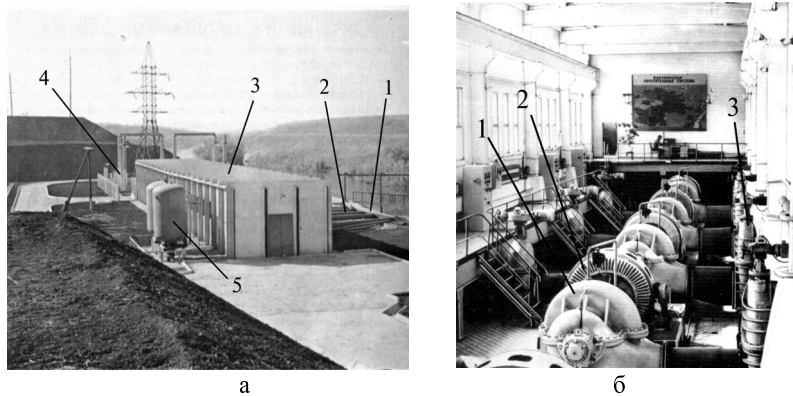


Рис. 5.52 Насосна станція підкачки (НСП): а - загальний вигляд насосної станції підкачки НСП (Північно-Рогачикська зрошувальна система, Веселівський р-н Запорізької обл.): 1 - приймальна частина (оголовки, сміттєзатримуючі касети і ін.); 2 - усмоктувальні трубопроводи; 3 - будівля насосної станції; 4 - трансформаторна підстанція; 5 - система запобігання гідроударів. б - машинний зал насосної станції: 1 - відцентрові насоси типу “Д”; 2 - електродигуни; 3 - засувки з електроприводом.

На рис. 5.53 наведений поздовжній розріз зрошувальної насосної станції.

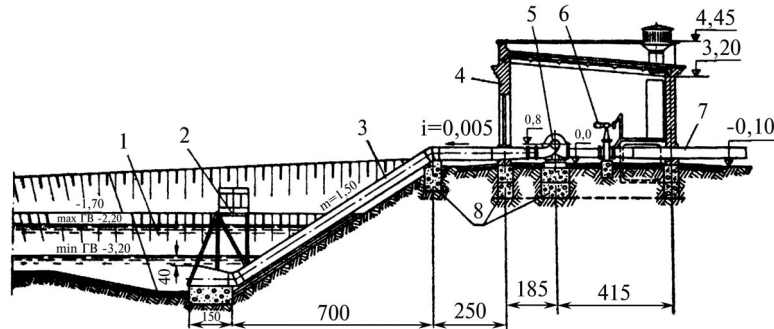


Рис. 5.53 Поздовжній розріз зрошувальної насосної станції: 1 - аванкамера (ківш); 2 - службовий місток; 3 - усмоктувальний трубопровід; 4 - будівля насосної станції; 5 - насос (тип “Д”); 6 - засувка; 7 - напірний трубопровід; 8 - фундаменти.

значенням - запасні, регулюючі, запасно-регулюючі; за висотним розташуванням - напірні і безнапірні; за формою в плані - круглі і прямокутні; за ступенню заглиблення - незаглиблені, напівзаглиблені і заглиблені; по виду матеріалу - залізобетонні, металеві, бетонні і кам'яні. Запасні резервуари є одним із елементів систем водопостачання, що забезпечує високу надійність їх роботи. Для забезпечення більш рівномірної роботи насосних станцій улаштовуються регулюючі резервуари. Іноді функції перших і других виконують запасно-регулюючі резервуари. Напірні резервуари застосовуються для утворення необхідного вільного напору в водопровідній мережі з урахуванням рельєфу місцевості, а безнапірні резервуари використовуються при насосних станціях. Для кращої теплоізоляції і поліпшення міцності основи резервуари частіш всього улаштовуються підземними, тобто частково чи повністю заглибленими в землю. Рідше напірні резервуари будуються наземними, тобто незаглибленими. Найбільш широке застосування в практиці водопровідного будівництва знайшли резервуари з монолітного і збірного залізобетону. Для підведення і відведення води резервуари обладнуються трубопроводами, а також переливними і зливними трубами. В безнапірних резервуарах при насосних станціях замість відповідних труб застосовуються усмоктувальні труби насосів. Уся водопровідна арматура для управління роботою резервуарів може розташовуватися за їх межами в спеціальному розташованому рядом колодязі. Об'єми води, які передбачається зберігати в резервуарі, встановлюються на підставі розрахунків. На рисунку 5.27 показаний напівзаглиблений залізобетонний резервуар.

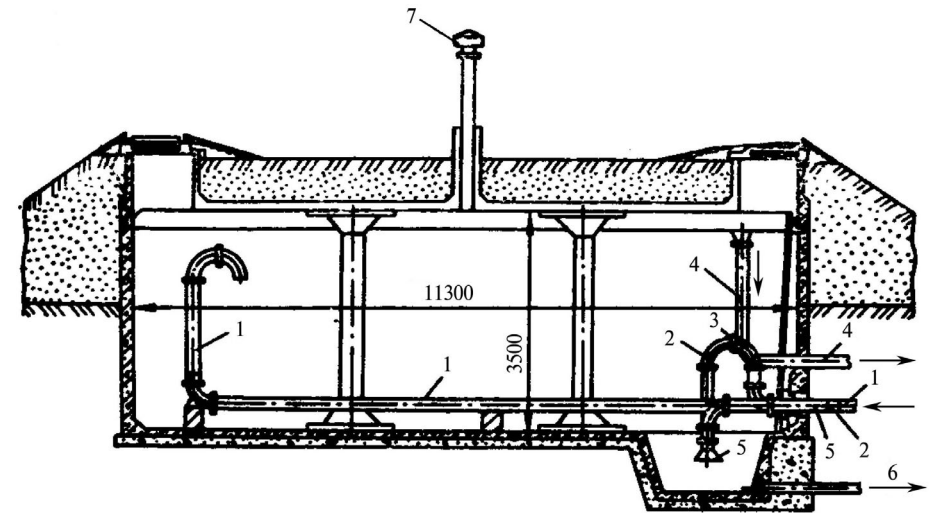


Рис. 5.27. Напівзаглиблений залізобетонний резервуар: 1 – подаюча труба; 2, 5 – усмоктувальна труба; 3 – отвір на сифоні; 4 – переливна труба; 6 – спускна грязева труба; 7 – вентиляційна труба.

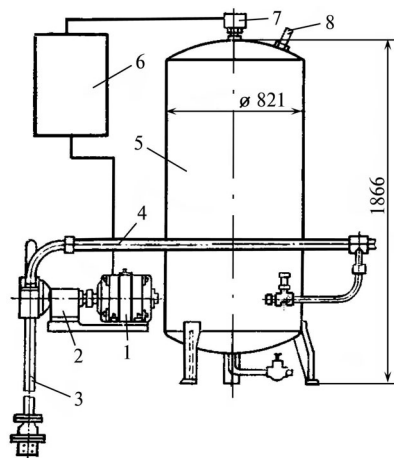


Рис. 5.28. Схема пневматичної напірно-регулюючої установки: 1 – електродвигун; 2 – насос; 3 – усмоктувальна труба; 4 – нагнітальний трубопровід; 5 – повітряно-водний бак; 6 – станція автоматичного управління; 7 – реле тиску; 8 – запобіжний клапан. Розміри в мм.

**Гідропневматичні установки.** Вони застосовуються для регулювання подачі води в будівлі, а також замість водонапірних башт. Тобто, вони виконують ту саму роль, що й водонапірні башти. Потрібний напір у водопровідній мережі гідропневматичними установками забезпечується тиском стисненого повітря на водну поверхню в герметично закритих сталевих резервуарах-баках. На рисунку 5.28 показана схема пневматичної напірно-регулюючої установки.

#### 5.2.5.4 Вуличні водопровідні мережі

Вуличні водопровідні мережі призначені для подачі води до місць її споживання. В сільських водопроводах вони улаштовуються із азбестоцементних, чавунних, пластмасових, залізобетонних і, винятково, із сталевих труб.

**Азбестоцементні труби** виготовляються із азбестоцементної суміші. Умовний діаметр їх 100...500мм, довжина 3...4м. Вони виготовляються трьох класів - ВТ 6, ВТ 9 і ВТ 12, на максимальний робочий тиск, відповідно, 0,6; 0,9; 1,2 МПа. Вони з'єднуються самоущільнювальними муфтами "САМ", або чавунними муфтами Жібо (рис. 5.29).

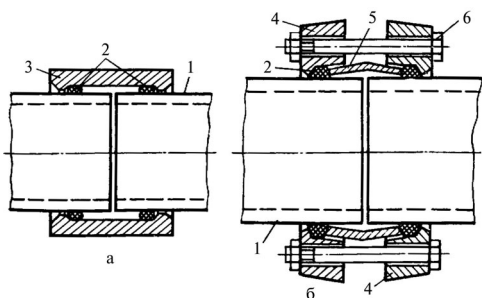


Рис. 5.29. З'єднання азбестоцементних труб муфтами: а – азбестоцементною двобортною муфтою "САМ"; б – чавунною фланцевою муфтою Жібо; 1 – азбестоцементна труба (кінець обточений); 2 – гумове ущільнювальне кільце; 3 – азбестоцементна двобортна муфта; 4 – фланці чавунної муфти; 5 – втулка чавунної муфти; 6 – стяжний болт.

сейн з якого вона надходить в магістральний канал (рис. 5.44 та 5.50).

Можливі варіанти коли вода ГНС подається в магістральний трубопровід. Крупні головні насосні станції комплектуються, в основному, вісьовими насосами, менші – відцентровими.

Перекачуючі насосні станції (ПНС) призначені для підняття води з нижших відміток на вищі на тому ж каналі. Такими насосними станціями, наприклад, є насосна станція на Приазовському магіканалі (в районі сіл Аннівка та Тернівка Якимівського району Запорізької обл.), насосна станція № 7 на Красногвардійській гілці Північно-Кримського каналу (рис. 5.51).

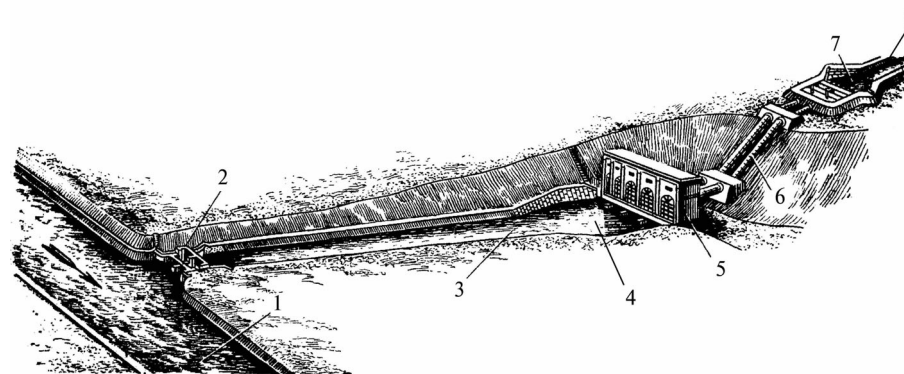


Рис. 5.50 Вузол споруд механічного забору води для зрошення: 1 - джерело води (річка, водосховище, або канал); 2 - водозабірна споруда (шлюз-регулятор) 3 - підвідний канал; 4-аванкамера; 5 - будівля головної насосної станції (ГНС); 6 - напірний трубопровід; 7 - водовипуск в напірний басейн і напірний басейн; 8 - магістральний канал.

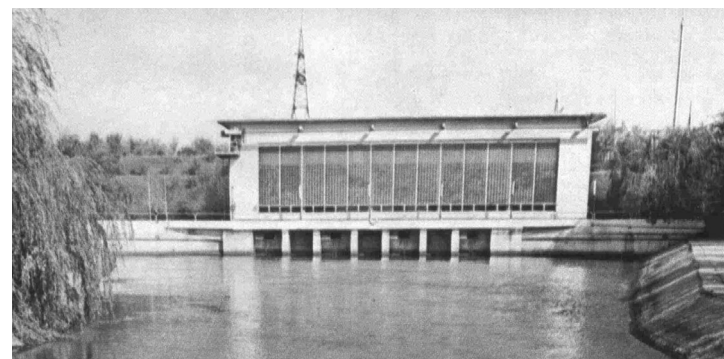


Рис. 5.51 Перекачуюча насосна станція № 7 на Красногвардійській гілці Північно-Кримського каналу.



**арматура.** Вона ділиться на **запірно-регулюючу** (засувки, затвори і вентилі), **запобіжну** (запобіжні і інші клапани, повітряні вантузи та інше) і **водорозбірну** (вуличні водорозбірні колонки і пожежні гідранти).

Ескіз	Позначення		Ескіз	Позначення	
	На схемах	На документах		На схемах	На документах
1		ЧВР	17		ХР
2		ТФ	18		ХРГ
3		ТР	19		ПФР
4		ТРФ	20		ПФГ
5		ХФ	21		ДР
6		ХР	22		МН
7		ХРФ	23		МЗ
8		ВФ	24		ЗФ
9		ВР	25		СФ
10		КФ	26		СР
11		КР	27		ППР
12		КРГ	28		ППТРФ
13		ВР	29		ППТФ
14		ВРГ	30		ППХРФ
15		ХФ	31		ППХФ
16		ХРФ			

Рис. 5.31 Ескізи і позначення чавунних фасонних частин: 1 – труба розтрубна; 2 – трійник фланцевий; 3 – трійник розтруб; 4 – трійник розтруб – фланцевий; 5 – хрест фланцевий; 6 – хрест розтрубний; 7 – хрест розтруб – фланець; 8 – випуск фланцевий; 9 – випуск розтрубний; 10 – коліно фланцеве; 11 – коліно розтрубне; 12 – коліно розтруб – гладкий кінець; 13 – відвід розтрубний; 14 – відвід розтруб-гладкий кінець; 15 – перехід фланцевий; 16 – перехід розтруб – фланець; 17 – перехід розтрубний; 18 – перехід – розтруб – гладкий кінець; 19 – патрубок фланець розтруб; 20 – патрубок фланець – гладкий кінець; 21 – двійний розтруб; 22 – муфта насувна; 23 – муфта зворотна; 24 – заглушка фланцева; 25 – сіделка фланцева; 26 – сіделка з різьбою; 27 – пожежна підставка – розтруб; 28 – трійник розтруб – фланець з пожежною підставкою; 29 – трійник фланцевий з пожежною підставкою; 30 – хрест – фланець – розтруб з пожежною підставкою; 31 – хрест фланцевий з пожежною підставкою.

**Засувки** служать для часткового або повного перекриття трубопроводів. Прохід засувки перекривається запірним диском, який управляється гвинтовим шпінделем. За конструкцією запірного елемента вони бувають паралельні або клапові з висувним або невисувним шпінделем.

В паралельних засувках прохід перекривається двома дисками, які при повному перекритті отвору роздвигаются в боки розпірним клином. В клинових засувках ущільнення проходу досягається за рахунок клиноподібної форми запірного диска (рис. 5.32).

**Проектування та гідравлічний розрахунок каналів і трубопроводів зрошувальних систем.** При проектуванні мережі відкритих каналів слід керуватися такими вимогами: старші канали повинні керувати над молодшими, а молодші (при поверхневому поливі) – над зрошуваною площею. Канали слід розташувати по найвищим точкам зрошуваної території. Канали слід проектувати на витрату води, яка б забезпечила безперебійний і стійкий полив всіх прилеглих до нього зрошуваних земель. Гідравлічний розрахунок каналів здійснюється за методикою наведеною в підрозділі 1.3.15.

При проектуванні трубопроводів передбачають глибину їх закладення в ґрунті не менш 0,8 м. Гідравлічний розрахунок трубопроводів здійснюється за методикою наведеною в підрозділі 1.3.12. При цьому швидкість води в трубопроводах приймається 1,2...1,8 м/с, але не менше незамулюючої, яка дорівнює 0,8 м/с.

**Гідротехнічні споруди на зрошувальних каналах.** Гідротехнічні споруди на зрошувальних каналах – це пристрої (споруди) призначені для забезпечення транспортування води через природні чи штучні перешкоди, а також для забезпечення управління роботою зрошувальної мережі.

Вони діляться на проводячі, сполучуючі, підпірні, регулюючі та скидні.

**Проводячі споруди** – призначені для транспортування води через природні перешкоди (балки, річки і ін.). До них відносяться дюкери, акведуки і рідше тунелі (рис. 5.47).

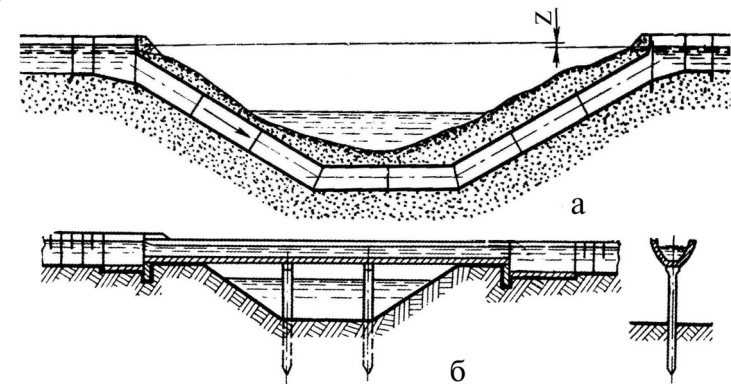


Рис. 5.47 Схеми проводячих споруд: а – дюкер; б – акведук; z – перепад рівнів води перед дюкером і після нього.

Як видно із рисунка 5.47 дюкер – це труба, а акведук – це відкритий лоток, як правило залізобетонний.

**Сполучуючі споруди** – призначені для переведення потоку води на нижчі відмітки на відносно короткій ділянці. До них відносяться бистротокі, ступеневі перепади і консольні скиди (рис. 5.48).



При механічному водозаборі вода з джерела забирається за допомогою насосної станції або насосної установки.

На рисунку (5.44, б) показаний вузол механічного водозабору.

**Магістральні канали** - це відкриті штучні русла (водоводи) з трапецеїдальною формою поперечного перерізу призначені для транспортування води від джерела до місць відбору безпосередньо на зрошення (рис. 5.45).



Рис. 5.45. Загальний вигляд Каховського магістрального каналу.

В багатьох випадках вода насосною станцією подається в **магістральний трубопровід** (МТ), з якого потім і розподіляється між господарствами чи зрошуваними ділянками. Улаштовуються МТ переважно із залізобетонних або сталевих труб діаметром від 500 і більше міліметрів.

**Міжгосподарська, внутрішньогосподарська та зрошувальна розподільча мережа.** Міжгосподарська мережа це канали, трубопроводи чи лотки, якими вода із магістральних водоводів подається в господарства. Міжгосподарські канали мають трапецеїдальну форму поперечного перерізу, наприклад, міжгосподарський розподільчач Р-8 (Р - розподільчач, 8 - номер розподільчача за загальним рахунком вздовж магіканалу). На рисунку 5.46 показані фрагменти міжгосподарських каналів.



а



б

Рис. 5.46 Розподільчі міжгосподарські канали на Північно-Кримській зрошувальній системі: а – міжгосподарський канал (на передньому плані видно акведук); б – лотковий розподільчач.

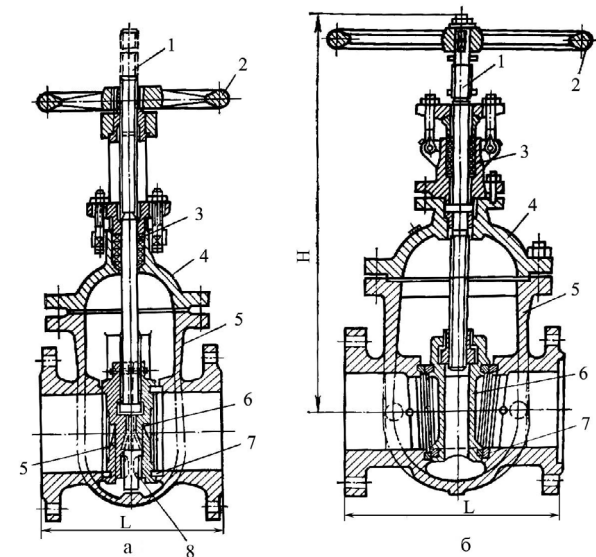
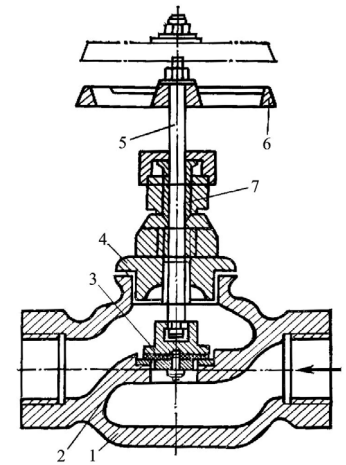


Рис. 5.32. Засувки: а – паралельна з висувним шпінделем; б – клинова з невисувним шпінделем; 1 – шпіндель; 2 – маховик; 3 – сальникове ущільнення; 4 – кришка; 5 – корпус; 6 – диск; 7 – латунні ущільнюючі кільця; 8 – розпирний клин.

**У затворах** прохід перекривається або відкривається не металевим диском при його повороті на  $90^\circ$ . Для перекриття трубопроводів невеликого діаметру (до 200 мм) застосовуються **вентилі** (рис. 5.33).

Рис. 5.33. Вентиль муфтовий: 1 – корпус; 2 – гніздо; 3 – золотник; 4 – кришка; 5 – шпіндель; 6 – маховичок; 7 – сальник.



**Зворотні клапани** призначені для автоматичного запобігання зворотної течії води, наприклад при зупинці насоса. Пристроєм, який перекриває прохід в них є диск, шарнірно підвішений за верхню його частину. При проходженні води в проектному напрямку диск піднімається потоком води, відкриває прохід і знаходиться в плаваючому стані, при русі води в зворотному напрямку диск різко перекриває прохід (рис.5.34).

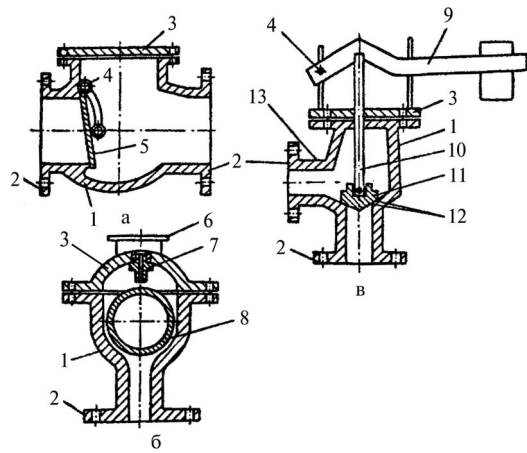


Рис. 5.34. Принципіальні схеми запобіжної арматури: а – зворотній клапан; б – вантуз; в – запобіжний клапан; 1 – корпус; 2 – фланець; 3 – кришка; 4 – шарнірне з'єднання; 5 – запобіжний диск; 6 – щиток; 7 – клапан; 8 – порожниста куля; 9 – важіль з вантажем; 10 – шток; 11 – клапан; 12 – сидло (водопротісний отвір); 13 – водоспускний патрубок.

**Вуличні водорозбірні колонки** призначені для відбирання води споживачами з водопровідної мережі. Для недопущення замерзання води взимку він повинен після припинення відбирання води автоматично спорожнюватися. Схеми водорозбірних колонок показанні на рис. 5.35.

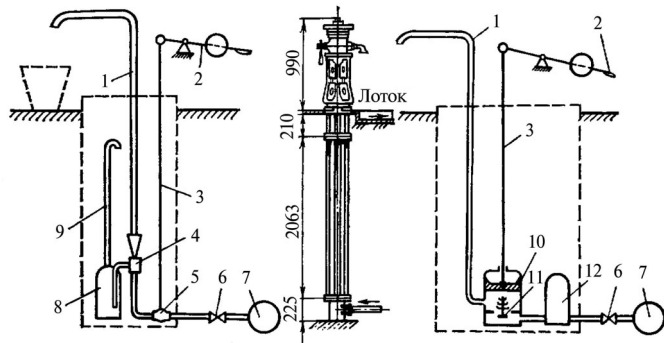


Рис. 5.35. Схеми вуличних водорозбірних колонок: а – ежекторного типу; б – поршневого типу; 1 – водорозбірний стояк; 2 – ричаг з вантажем і рукояткою; 3 – шток; 4 – ежектор; 5 – запірний клапан; 6 – вентиль; 7 – труба вуличної водопровідної мережі; 8 – бачок; 9 – повітряна трубка; 10 – циліндр з поршнем; 11 – пружинний клапан, який відкривається натисненням поршня; 12 – повітряний ковпак.

В **ежекторній колонці** вода з стояка після попереднього відбирання стікає в бачок 8. При послідовному набиранні ця вода ежектором викачується з бачка і спорожнює його для стікання води з стояка після останнього її відбирання.

В **поршневій колонці** вода, яка стекла з стояка в циліндр після попереднього набирання, витісняється поршнем під час послідовного відбирання і надходить у відро споживача.

(ДМ)). Дошувальними машинами “Фрегат” та “Дніпро” вода з підземних трубопроводів забирається через гідранти цехто стояки з сталевих труб які підвищуються над поверхню землі. Машини “Кубань” та ДДА-100 МА забирають воду з відкритих каналів – зрошувачів. Для управління роботою системи на ній улаштовуються, у випадку закритої мережі, засувки, а на відкритих каналах гідротехнічні затвори. Показана на рисунку 5.43. ПНС (перекачуюча насосна станція) призначена для підняття води на більш високі відмітки поверхні землі і улаштовується на магістральних, або великих міжгосподарських каналах.

У випадках невеликих зрошувальних ділянок внутрішньогосподарського значення вода забирається невеликими насосними станціями чи установками і подається по каналах чи трубопроводах на зрошувальні поля.

**Джерела води, водозабірні споруди та магістральні канали (трубопроводи).** Основним джерелом води для зрошення є поверхневі води – води річок, струмків і ін. Все ж для зрошення невеликих ділянок застосовуються і підземні води. Джерело води повинно бути надійним, а мінералізація її не повинна перевищувати 1...12 г/л.

Забір води для зрошення з поверхневих джерел здійснюється двома способами – самотічним і механічним.

**Самотічним способом** вода здебільшого забирається з водосховищ при умові якщо це дозволяють відмітки відповідних рівнів води в водосховищі, тобто якщо рівні води забезпечують керування над рівнем води у відповідному магістральному каналі. Водозабірною спорудою у цьому випадку, як правило, є затвори, основним конструктивним елементом яких є берегові устої та бики (опорна частина) та засоби перекриття отворів – плоскі щити, балки, сегменти і інші види (рис. 5.44, а).

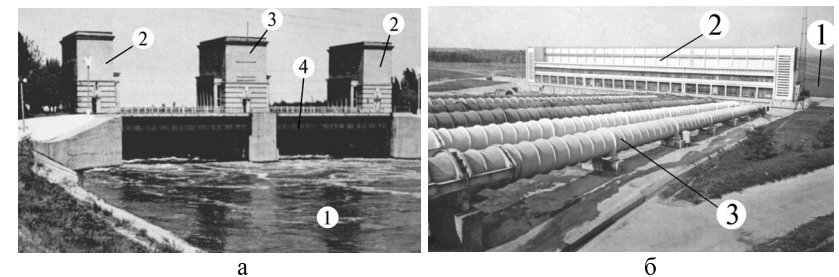


Рис. 5.44 Водозабірні вузли самотічного і механічного водозабору: а - головна самотічна водозабірна споруда Північно-Кримського магіканалу (вид з боку Каховського водосховища); 1 - джерело води – Каховське водосховище; 2 - берегові устої; 3 - бик (проміжний устій); 4 - плоский щит; б - вузол головної насосної станції (ГНС) Каховської зрошувальної системи (механічний водозабір); 1 - джерело води (Каховське водосховище) – нижній б'єф; 2 - будівля ГНС; 3 - напірні трубопроводи.



На підставі деталювання мережі складається специфікація труб, водопровідної арматури, і фасонних частин, необхідних для монтажу водопровідної мережі.

Вода підведена до споживачів по вуличній водопровідній мережі, крім вуличних водорозбірних колонок, відбирається також за допомогою внутрішніх водопроводів, які улаштовуються в житлових будинках, в тваринницьких приміщеннях та в приватних підвір'ях.

### 5.2.5.5 Каналізація сільських населених пунктів

**Каналізація** - це збирання, транспортування, очищення, знезараження стічних вод, утилізація осадів, отриманих зі стічних вод, та скидання чистої води у природні поверхневі водотоки. **Стічні води** - це води, забруднені побутовими і виробничими відходами. Стічні води є загрозливими для санітарного стану поверхневих вод, а тому перед скиданням в природні джерела вони повинні бути очищені та знезаражені.

Каналізація здійснюється за допомогою **систем каналізації**, які уявляють комплекс споруд в складі приймальних пристроїв, каналізаційних мереж, каналізаційних насосних станцій, очисних та скидних споруд (рис.5.38).

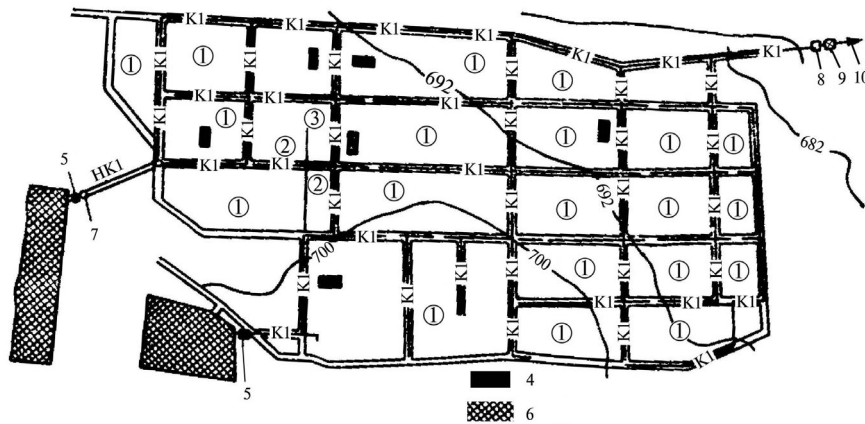


Рис.5.38 Схема централізованої системи каналізації: 1 - зона одноповерхової забудови; 2 - зона двоповерхової забудови; 3 - трьохсекційні житлові будинки; 4 - громадські і комунальні будівлі; 5 - локальні очисні споруди; 6 - виробничі будівлі; 7 - насосна станція підкачки виробничих стічних вод; 8 - площадка очисних споруд; 9 - стави доочищення стічних вод; 10 - випуск в водотік; K1, HK1 - відповідно, самотічні і напірні каналізаційні трубопроводів.

Стічні води приймаються приймальними пристроями і самотічно направляються в каналізаційну мережу для подальшого їх очищення (рис.5.39).

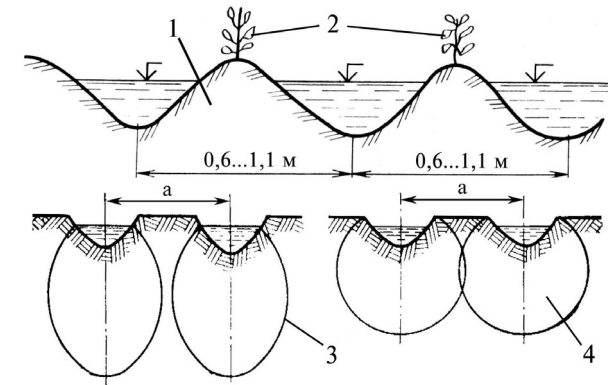


Рис. 5.42 Схема поливних борозен та контурів зволоження ґрунту при поливі: 1 - поливна борозна; 2 - рослини; 3 - контур зволоження на легких ґрунтах; 4 - контур зволоження на середніх і важких ґрунтах.

Таким чином, цей вид поливу застосовується для культур суцільного посіву (зернових). Полив здійснюється шляхом напуску води в смуги з тимчасових зрошувачів.

Здійснюється зрошення за допомогою зрошувальних систем.

### 5.3.1.2 Зрошувальна система та її елементи

**Зрошувальна система** - це водогосподарське підприємство яке складається з водозабірної споруди, магістральних та внутрішньогосподарських каналів чи трубопроводів, гідротехнічних споруд, насосних станцій, водорозподільної мережі, засобів поливу сільськогосподарських культур та експлуатаційних ділянок з експлуатаційним персоналом на чолі з управлінням зрошувальної системи. Підпорядковані зрошувальні системи державному комітету України з питань водного господарства і меліорації та обласним управлінням з цих питань. Прикладами зрошувальних систем є Каховська зрошувальна система, розташована в Херсонській та Запорізькій областях, Північнорагачикська зрошувальна система, яка охоплює Михайлівський, Веселівський та Василівський райони Запорізької області. Зрозуміло, що вищесказане стосується великих державних систем. Поряд з цим в багатьох господарствах є локальні зрошувальні системи, або ділянки, які є також водогосподарськими, але вже відділеннями цих господарств.

Завданням зрошувальних систем - є надійне забезпечення водою зрошувальних земель.

Для забезпечення цього в функції зрошувальних систем чи ділянок входить забір води з джерела, її транспортування (подача) до зрошувальних масивів та розподіл по зрошувальних полях. На рисунку 5.43 наводиться схема зрошувальної системи.

грунту. Величина поливних норм коливається в межах 400...1200 м<sup>3</sup>/га.

Строки поливів встановлюються декількома методами, в тому числі: у відповідності з фазами росту і розвитку рослин; на підставі візуальних спостережень за станом ґрунту і зовнішнього вигляду рослин; на підставі даних радчої системи. Останній метод є найбільш досконалим і полягає він у тому, що строк і норма чергового поливу встановлюються за даними електронно-обчислювальної машини (ЕОМ), для чого в неї вводяться відомості про фактичний стан вологості ґрунту на певну дату, фактичні та прогнозні дані про стан природних опадів, а також дані про фази росту і розвитку рослин.

Як приклад – для озимих кількість поливів складає 2...4 і проводяться вони в фази початку трубкування, виколушення і наливу зерна.

Найбільш розповсюдженими способами поливу сільськогосподарських культур є дощування і поверхневий полив, менш розповсюдженими є внутрішньо-ґрунтове, краплинне та дрібнодисперсне.

**Дощування** – це спосіб поливу, при якому зрошувальна вода розсереджується по полю у вигляді штучного дощу. Здійснюється воно за допомогою дощувальних установок та спеціальних машин, які називаються дощувальними машинами (ДМ).

Застосовується дощування для поливу усіх сільськогосподарських культур. Цей спосіб поливу має ряд переваг, а також і недоліків. Позитивним у цього способу є високий рівень механізації і навіть автоматизації поливів, можливість застосування його на площах без обмеження нахилу поверхні поля і багато інших переваг. Та все ж у цього способу є й недоліки – це, по-перше, велика енергоємність його, руйнування структури поверхневого шару ґрунту з утворенням ґрунтової корки по всій поверхні зрошуваного поля, втрати води на випарювання в повітрі з дощової хмари (до 18...20%) і інше.

**Поверхневий полив** – це спосіб поливу при якому зрошувальна вода розсереджується по полю по поливних борознах або полосах. Це стародавній спосіб поливу, хоча він мало розповсюджений.

**Полівні борозни** – це V-подібні вирізи в ґрунті, рухаючись по яких поливна вода усмоктується в ґрунт.

Застосовується полив по борознах для просапних культур, в міжряддях яких вони і нарізаються культиваторами обладнаними борознорізами (аричниками) (рис. 5.42). Полив по борознах застосовується на ділянках з нахилом 0,02...0,03. При поливі по борознах під шаром води знаходиться тільки 20...30% поверхні ґрунту, а остання частина його залишається в рихлому стані, що і є перевагою цього виду поливу, але він майже не механізований.

**Полівні смуги** – це смуги улаштовані вздовж посівів шляхом обмеження їх з двох сторін земляними валиками, які нагортаються одночасно з посівом сільськогосподарських культур.

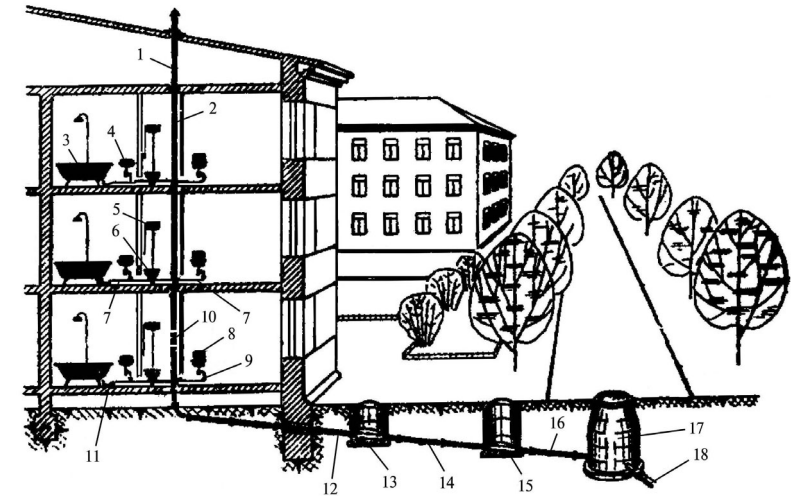


Рис.5.39 Схема внутрішньої каналізації триповерхового будинку: 1 - витяжна труба; 2 - каналізаційний стояк; 3 - ванна; 4 - умивальник; 5 - зливний бочок; 6 - унітаз; 7 - відвідна рубка; 8 - мийка; 9, 11 - гідравлічний затвор; 10 - ревизія; 12 - випуск; 13, 17 - оглядовий колодязь, відповідно, дворової і вуличної мережі; 14 - дворова мережа; 15 - контрольний колодязь; 16 - з'єднувальна лінія; 18 - вулична мережа.

Каналізація приватних помешкань забезпечується децентралізованими системами (рис.5.40).

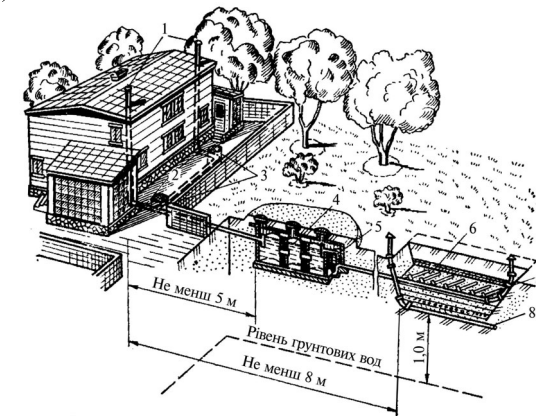


Рис. 5.40 Схема децентралізованої системи каналізації з підземними пісчано-гравійними фільтрами: 1 - каналізаційний стояк; 2 - випуск із будинку; 3 - дворовий колодязь; 4 - септик; 5 - камера дозування; 6 - підземний пісчано-гравійний фільтр; 7 - зрошувальна мережа; 8 - випуск.

Системи каналізації проектується на пропускання через каналізаційну мережу та споруди розрахункових витрат стічних вод. Витрати стічних вод визначаються, аналогічно водоспоживанню, на підставі кількості споживачів і питомого водовідведення. **Питоме водовідведення** - це витрата стічних вод у літрах за добу на одного мешканця або у кубічних метрах на одиницю продукції. Стічні води надходять у каналізаційну мережу, як і при водопостачанні, нерівномірно, що враховується коефіцієнтами добової і годинної нерівномірності.

Максимальна година витрата стічних вод в комунальному господарстві визначається залежністю.

$$Q_{\text{макс. год.}} = q_{\text{ж}} \cdot N \cdot K_{\text{заг. макс.}} / 24 \cdot 1000, \quad (5.18)$$

де  $Q_{\text{макс. год.}}$  - максимальна годинна витрата, м<sup>3</sup>/г;  $q_{\text{ж}}$  - питоме відведення, л/доб·ж;  $N$  - кількість жителів;  $K_{\text{заг. макс.}}$  - загальний коефіцієнт нерівномірності водовідведення приймається в межах 1,44...2,5.

Питоме водовідведення в сільській місцевості складає біля 150л/доб на одного жителя.

Каналізаційні мережі улаштовуються з керамічних, азбестоцементних, чавунних і пластмасових труб. Каналізаційна мережа робить в безнапірному режимі і глибина наповнення її складає 0,5...0,7 від величини діаметра. Рух стічних вод здійснюється за рахунок нахилу трубопроводів. У зв'язку з тим, що центральні каналізаційні колектори прокладаються з певним нахилом в бік водовідведення, на прикінці вони можуть значно заглиблюватись, а тому для підняття стічних вод на поверхню і подачі їх на очисні споруди застосовуються каналізаційні насосні станції (рис. 5.41).

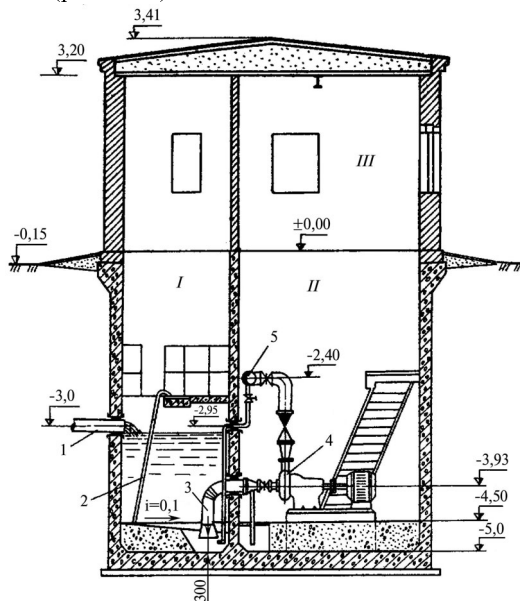


Рис. 5.41 Каналізаційна насосна станція: I – приймальний резервуар; II – машинний зал; III – верхня будівля; 1 – самотічний колектор; 2 – решітка; 3 – усмоктувальна труба; 4 – насос; 5 – напірний трубопровід.

Для спостереження за роботою каналізаційної мережі, її промивання і прочищення на ній встановлюються спостережні колодязі.

### 5.3 Гідромеліорація

Термін “меліорація” походить від латинського слова “melioratio” – покращення. **Гідромеліорація** відноситься до сільськогосподарських меліорацій і призначена для регулювання (покращення) водно-повітряного режиму ґрунтів з метою високоефективного використання земель. Таким чином, гідромеліорація – це водна меліорація і впливаючи, в основному, на водний режим ґрунту, вона впливає на його повітряний, тепловий, мікробіологічний режим і в кінцевому рахунку, на родючість ґрунтів. Покращення водно-повітряного режиму ґрунтів, тобто гідромеліорація, здійснюється двома способами (двома її видами) зрошенням і осушенням земель.

#### 5.3.1 Зрошувальні меліорації

##### 5.3.1.1 Загальні відомості

**Зрошення сільськогосподарських культур** – це штучне поповнення недостатньої природної вологи в ґрунтах для забезпечення високих і сталих врожаїв сільськогосподарських культур. Застосовується зрошення на територіях, де середньобаторічна кількість опадів не перевищує 400 мм на рік, тобто, в зоні недостатнього та нестійкого природного зволоження. Зрошення сільськогосподарських культур характеризується режимом зрошення.

**Режим зрошення** – це строки і норми поливів сільськогосподарських культур.

Основними технічними показниками зрошення є зрошувальна та поливна норми.

**Зрошувальна норма**  $M$ , м<sup>3</sup>/га – кількість зрошувальної води, яка подається на один зрошуваний гектар за весь період поливу (вегетації) сільськогосподарських культур і виразити її можна такою залежністю

$$M = m \cdot n, \quad (5.19)$$

де  $m$  – поливна норма, м<sup>3</sup>/га;  $n$  – кількість поливів за весь період зрошення ( $n=2...5$ ).

Зрошувальна норма складає від 2,5 до 25 тис м<sup>3</sup>/га, останнє число – це зрошувальна норма для рису.

**Полівна норма**  $m$ , м<sup>3</sup>/га – це кількість зрошувальної води, яка подається на один зрошуваний гектар за один полив. Її можна визначити за залежністю

$$m = 100H\alpha(\gamma_0 - \gamma_1), \quad (5.20)$$

де  $H$  – активний шар ґрунту, тобто глибина розповсюдження кореневищної системи і, таким чином, глибина на яку слід промочити ґрунт, м. Глибина промочування для більшості сільськогосподарських культур складає 0,25...0,8 м;  $\alpha$  – середня щільність активного шару ґрунту, т/м<sup>3</sup>;  $\gamma_0$  – оптимальна вологість активного шару ґрунту, % від маси сухого ґрунту, відповідає 90...100% найменшої вологості;  $\gamma_1$  – вологість активного шару ґрунту перед поливом, % від маси сухого